

**DISEÑO Y MONTAJE DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE  
VELOCIDAD CRÍTICA Y DESBALANCE**

**NELSON JAVIER MONTOYA ECHEVERRY  
LUIS ALFONSO CARDONA GARCÍA**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
DEPARTAMENTO ENERGÉTICA Y MECÁNICA  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
SANTIAGO DE CALI  
2014**

**DISEÑO Y MONTAJE DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE  
VELOCIDAD CRÍTICA Y DESBALANCE**

**NELSON JAVIER MONTOYA ECHEVERRY  
LUIS ALFONSO CARDONA GARCÍA**

**Proyecto de grado para optar por el título de  
Ingeniero Mecánico en la modalidad de Trabajo de grado**

**Director  
EDIGUER ENRIQUE FRANCO GUZMÁN  
Doctor en Ingeniería Mecánica**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
DEPARTAMENTO ENERGÉTICA Y MECÁNICA  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
SANTIAGO DE CALI  
2014**

**Nota de aceptación**

**Aprobado por el Comité de  
Grado en cumplimiento de los  
requisitos exigidos por la  
Universidad Autónoma de  
Occidente para optar al título de  
Ingeniero Mecánico**

**EMERSON ESCOBAR NÚÑEZ**  
**Jurado**

**HELVER BARRERA CÁRDENAS**  
**Jurado**

**Santiago de Cali, 07 de mayo de 2014**

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradecemos principalmente a Dios por permitirnos llevar a feliz término la realización de este trabajo de grado.

Este agradecimiento lo hacemos extensivo al profesor Enrique Franco, Yamel Rodríguez, Luis Carlos Valencia, Sebastián Ramírez, y demás personas que contribuyeron en la ejecución de este trabajo de grado, por sus sabios consejos y por todo el conocimiento que de manera desinteresada nos compartieron.

A nuestros padres quienes fueron los primeros en dar sus votos de confianza para comenzar este largo pero fructuoso camino de estudio y por ser fuentes de inspiración en cada uno de nuestros logros.

Para terminar agradecemos a nuestras esposas, Yamel Rodríguez y Claudia Giraldo, por ser un gran apoyo, por su paciencia y por todas las palabras de aliento para llevar a cabo el cumplimiento de este objetivo que hoy culmina con éxito.

## CONTENIDO

	pág.
RESUMEN	11
INTRODUCCIÓN	12
1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN	13
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	13
1.2 ANTECEDENTES	14
2. JUSTIFICACIÓN	15
3. OBJETIVOS	16
3.1 OBJETIVO GENERAL	16
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
4. MARCO DE REFERENCIA	17
4.1 GENERALIDADES DE VIBRACIONES	17
4.2 FRECUENCIA NATURAL	17
4.3 RESONANCIA	18
4.4 VELOCIDADES CRÍTICAS EN EJES	20
4.5 DESBALANCE	21
4.5.1 Generalidades de desbalance.	21
4.5.2 Métodos de balanceo.	23
5. BANCO DE PRUEBAS	25
5.1 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL BANCO	25
5.1.1 Componentes.	25
5.1.2 Características.	27
5.2 CÁLCULO DE VELOCIDAD CRÍTICA DEL EJE	28
5.2.1 Cálculo analítico de la velocidad crítica.	28
5.2.2 Análisis modal en SolidWorks.	29
5.3 DISEÑO Y MONTAJE DEL BANCO DE PRUEBAS	31
5.3.1 Estructura base.	31
5.3.2 Disco.	31
5.3.3 Eje.	31
5.3.4 Selección del motor.	37
5.3.5 Selección de rodamientos.	39
5.3.6 Selección del acople.	41
5.4 FUNCIONAMIENTO Y PRUEBAS	42
5.4.1 Funcionamiento	42

<b>5.4.2 Pruebas</b>	<b>44</b>
<b>6. CONCLUSIONES</b>	<b>52</b>
<b>7. RECOMENDACIONES</b>	<b>53</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>54</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>55</b>

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
<b>Figura 1. Diagramas de frecuencia vs. Amplitud y frecuencia vs. Fase</b>	<b>19</b>
<b>Figura 2. Deformación de eje con disco central</b>	<b>20</b>
<b>Figura 3. Rotor con desbalance estático.</b>	<b>22</b>
<b>Figura 4. Rotor con desbalance dinámico</b>	<b>23</b>
<b>Figura 5. Método vectorial de balanceo</b>	<b>24</b>
<b>Figura 6. Banco de pruebas</b>	<b>25</b>
<b>Figura 7. Partes del banco de pruebas de desbalance y velocidad crítica</b>	<b>26</b>
<b>Figura 8. Eje soportado entre apoyos cortos con masa central</b>	<b>28</b>
<b>Figura 9. Forma modal 1</b>	<b>29</b>
<b>Figura 10. Forma modal 2</b>	<b>30</b>
<b>Figura 11. Diagrama posición peso de prueba</b>	<b>34</b>
<b>Figura 12. Diagrama de fuerza cortante y momento flector para desbalance</b>	<b>35</b>
<b>Figura 13. Diagrama de fuerza cortante y momento flector para velocidad</b>	<b>36</b>
<b>Figura 14. Esquema de balanceo método 4 corridas</b>	<b>43</b>

## LISTA DE GRÁFICOS

	pág.
Gráfica 1. Espectro sin masa de prueba	45
Gráfica 2. Espectro con masa de prueba en 0°	45
Gráfica 3. Espectro con masa de prueba en 120°	46
Gráfica 4. Espectro con masa de prueba en 240°	46
Gráfica 5. Gráfica obtenida a partir del desarrollo del método siebert para balanceo	47
Gráfica 6. Espectro con masa de prueba en 60°	47
Gráfica 7. Espectro de vibración a 1 200 rpm	48
Gráfica 8. Espectro de vibración a 1 320 rpm	48
Gráfica 9. Espectro de vibración a 1 440 rpm	49
Gráfica 10. Espectro de vibración a 1 675 rpm	49
Gráfica 11. Espectro de vibración a 1 790 rpm	50
Gráfica 12. Espectro de vibración a 1 920 rpm	50
Gráfica 13. Espectro de vibración a 2 035 rpm	51
Gráfica 14. Velocidad crítica banco de pruebas	51



## LISTA DE CUADROS

	pág.
<b>Cuadro 1. Componentes del banco de Velocidad Crítica y Desbalance</b>	<b>27</b>
<b>Cuadro 2. Parámetros para el análisis modal</b>	<b>29</b>
<b>Cuadro 3. Lista de modos</b>	<b>30</b>
<b>Cuadro 4. Resultados del análisis de resistencia al eje</b>	<b>37</b>
<b>Cuadro 5. Características del motor</b>	<b>37</b>
<b>Cuadro 6. Datos para cálculo de torque del motor</b>	<b>38</b>
<b>Cuadro 7. Características de los rodamientos.</b>	<b>39</b>
<b>Cuadro 8. Requerimiento de rodamientos carga estática</b>	<b>40</b>
<b>Cuadro 9. Requerimiento de rodamientos carga dinámica</b>	<b>40</b>
<b>Cuadro 10. Requerimientos del sistema para la selección del acople</b>	<b>41</b>
<b>Cuadro 11. Especificaciones técnicas del acople seleccionado</b>	<b>41</b>
<b>Cuadro 12. Condición de alineación del banco de pruebas</b>	<b>42</b>

## LISTA DE ANEXOS

	pág.
<b>Anexo A. Práctica 1: prueba de balanceo</b>	<b>55</b>
<b>Anexo B. Práctica 2: prueba de velocidad crítica</b>	<b>63</b>
<b>Anexo C. Propiedades mecánicas de los materiales.</b>	<b>68</b>
<b>Anexo D. Características del acople</b>	<b>69</b>
<b>Anexo E. Dibujo en explosión del banco de pruebas</b>	<b>70</b>
<b>Anexo F. Plano del eje</b>	<b>71</b>
<b>Anexo G. Plano del disco</b>	<b>72</b>
<b>Anexo H. Plano buje rodamientos</b>	<b>73</b>
<b>Anexo I. Características del lubricante</b>	<b>74</b>

## RESUMEN

En este trabajo, se encontrarán las variables a tener en cuenta cuando se diseña y monta un banco de pruebas para ensayos de velocidad crítica y desbalance y además, se dispondrá del procedimiento para realizar las prácticas de laboratorio empleando el banco diseñado.

En la primera parte del trabajo, se hace un acercamiento a los términos utilizados en el contenido del trabajo, como son: mantenimiento predictivo, análisis de vibraciones, velocidad crítica y balanceo en rotores. Luego, se definen las especificaciones técnicas con las que contará el Banco de Pruebas para Ensayo de Velocidad Crítica y Desbalance, como los componentes del mismo, las velocidades de operación del banco, la instrumentación para la adquisición de datos de vibraciones, entre otras.

De manera seguida, se presenta un diagrama esquemático y una imagen fotográfica del banco de pruebas después de finalizado el montaje total y a continuación se presentan los cálculos realizados para el diseño de los diferentes partes que componen el banco, así como el método utilizado para verificar los cálculos realizados, haciendo énfasis en los componentes más relevantes, es decir, el eje, el disco y la masa de pruebas.

En la siguiente sección se presentan las pruebas de aceptación ejecutadas tanto para el ensayo de velocidad crítica como para el ensayo de desbalance que se puede llevar a cabo en el banco de pruebas, para terminar presentando un procedimiento detallado para realizar los ensayos mencionados, utilizando el banco diseñado.

**Palabras clave:** vibraciones, velocidad crítica, desbalance, banco de pruebas, prácticas de laboratorio.

## INTRODUCCIÓN

Con el propósito de aumentar la vida útil de las máquinas y componentes utilizados en los procesos productivos, la ingeniería recurre a métodos para verificar la condición actual o detectar señales de alarma de problemas en su etapa inicial. Esto permite que se ejecuten acciones de proyección y así evitar fallas que puedan significar paradas no programadas para realizar mantenimientos correctivos de emergencia. Uno de los fundamentos del Mantenimiento Basado en la Condición (predictivo) es el análisis de vibraciones mecánicas. Este análisis determina la condición vibratoria de los componentes de las máquinas que se relacionan con fallas como desgaste, desajuste, desalineación, desbalanceo, entre otras.

El análisis de vibraciones es un trabajo que muchos ingenieros mecánicos van a desempeñar en su labor profesional y su estudio es importante en el proceso de formación de los nuevos ingenieros. Además de la teoría, el estudio de las vibraciones mecánicas debe incluir prácticas de laboratorio que ayuden a afianzar los conocimientos y a proporcionar cierta destreza en el manejo de los instrumentos de medición.

Este trabajo de grado propone el diseño e implementación de un nuevo banco que permita realizar las pruebas de velocidades críticas y balanceo usando métodos y tecnologías modernas.

## **1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN**

### **1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

Cuando se estudia la teoría de vibraciones, muchos conceptos no son asimilados por los estudiantes al nivel deseado, esto debido a las grandes diferencias existentes entre la teoría y la implementación práctica. Como una estrategia educativa, las universidades han implementado laboratorios que permiten a los estudiantes observar en la práctica los fenómenos y métodos de análisis usados en la industria. En la actualidad, el Laboratorio de Ingeniería de Sólidos de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Occidente cuenta con dos Bancos de Pruebas cuya finalidad es realizar prácticas de vibraciones mecánicas, específicamente las pruebas de velocidades críticas en ejes y desbalance en máquinas rotodinámicas. Sin embargo, la obsolescencia y el deterioro de dichos equipos no garantizan esta finalidad.

El banco existente de velocidades críticas es muy antiguo. Fue construido en el año 1983 usando las técnicas y componentes disponibles en la época. El sistema de control de velocidad funciona por fricción, con accionamiento manual, lo que imposibilita fijar la velocidad a un valor determinado o aumentarla de manera suave, sin altibajos bruscos. Este banco no posee ningún tipo de instrumentación, la velocidad de rotación del eje debe medirse con un contador de revoluciones manual y el punto donde se tiene el pico de vibración (velocidad crítica) debe ser detectado visualmente. Las medidas obtenidas son inexactas y la exagerada vibración requerida para la detección visual ocasiona el rápido deterioro del eje.

En el caso del banco de balanceo, su diseño y componentes son más modernos, sin embargo, su montaje no fue finalizado en su totalidad y la instrumentación no fue realizada de manera adecuada. Solamente está habilitado para realizar ensayos de desbalance usando el método de los pesos de prueba pues no es posible medir la fase del eje.

Este banco posee un sistema mecánico robusto que, con algunas modificaciones, puede servir para el nuevo diseño y la mayoría de sus partes pueden ser reutilizadas.

## 1.2 ANTECEDENTES

Saavedra (1984), diseñó y construyó un equipo para pruebas de velocidades críticas en la Universidad Autónoma de Occidente, el cual consistía en un eje montado entre apoyos con un disco central. El banco era impulsado por un motor eléctrico cuya velocidad era variada usando un embrague por fricción (motor de máquina de coser industrial). El motor y el eje estaban conectados por medio de una transmisión de correa. Este mecanismo no permitía controlar la velocidad de manera precisa, razón por la cual al realizar las pruebas de velocidad crítica, se producía un giro prolongado del eje en dicha velocidad y con regularidad se presentaban deformaciones plásticas por los esfuerzos elevados a los cuales se veía sometido. La máquina salió de operación en el año 2013.

En el año 2008, el profesor Robert Cooper en colaboración con estudiantes de Ingeniería Mecánica de la universidad Autónoma de Occidente, realizó la adecuación y construcción de un Banco de Pruebas para desbalanceo. El equipo constaba de un eje apoyado entre dos rodamientos con dos discos para ubicar las masas de prueba y la transmisión se realizaba por medio de bandas dirigidas por un motor eléctrico con una velocidad de rotación fija. La señal de vibración se adquiría por medio de dos sensores de proximidad y un tercer sensor intentó ser adaptado con el propósito de captar la señal de fase, la cual es indispensable para realizar balanceo en dos planos. Esta adaptación no se logró y como consecuencia, el balanceo del sistema se realizaba mediante prueba y error. El equipo salió de operación en el 2013.

Comercialmente se pueden encontrar diversos bancos para pruebas de velocidad crítica y desbalance; un ejemplo de éstos son los contruidos por la empresa SPECTRAQUEST. Dentro de sus productos se encuentran bancos diseñados para pruebas de desalineación, desbalance, velocidad crítica, simulación de fallas en rodamientos, entre otras. El valor comercial de estos bancos oscila entre \$40.000.000 y \$80.000.000, lo que la convierte en una inversión considerable.

## **2. JUSTIFICACIÓN**

Con el desarrollo de este trabajo, los estudiantes de ingeniería mecánica podrán observar en la práctica los fenómenos estudiados en el curso de Vibraciones Mecánicas, además de aprender sobre instrumentación y fomentar su interés investigativo. El banco de pruebas les permitirá aprender la técnica para resolver el desbalance, que es una de las fallas más comunes encontradas en la industria. Por otro lado, al asimilar el concepto de velocidad crítica, percibirán la importancia de tener en cuenta este fenómeno al momento de realizar el diseño de ejes.

La implementación del banco de pruebas permitirá realizar mediciones de velocidades críticas y de desbalance en un solo montaje, evitando que el eje sufra algún tipo de deformación plástica, como ocurre en el banco existente. La instrumentación de este nuevo banco incluirá sensores para medir el nivel de vibración (acelerómetros y sensores de posición) y la fase de giro del motor. Además, la velocidad de giro del motor podrá ser controlada desde el computador, gracias a un variador de frecuencia. Todos los componentes requeridos para la instrumentación ya se encuentran en el Laboratorio de Mecánica de Sólidos.

### **3. OBJETIVOS**

#### **3.1 OBJETIVO GENERAL**

Diseñar e implementar un banco de pruebas que permita realizar la práctica de balanceo de rotores y demostrar el fenómeno de velocidades críticas.

#### **3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Definir especificaciones técnicas del banco.
- Diseñar y/o seleccionar los componentes mecánicos requeridos.
- Fabricar y ensamblar los componentes.
- Implementar la instrumentación requerida para el monitoreo y control del banco de pruebas.
- Diseñar las prácticas de laboratorio con las respectivas guías.



## **4. MARCO DE REFERENCIA**

### **4.1 GENERALIDADES DE VIBRACIONES**

Una vibración se produce en respuesta a una fuerza de excitación. El periodo de vibración es el intervalo de tiempo necesario para que el sistema efectúe un ciclo completo de movimiento; el número de ciclos por unidad de tiempo define la frecuencia. El desplazamiento máximo del sistema desde su posición de equilibrio se denomina amplitud de vibración. La relación angular o de tiempo existente entre la vibración y la fuerza que la origina se llama fase, siendo estos tres términos: frecuencia, amplitud y fase, las características de las vibraciones.

Las vibraciones han sido asociadas tradicionalmente a problemas en máquinas como funcionamiento incorrecto, ruido y fallas, pero se debe tener en cuenta que las vibraciones además de determinar fallas son parte primordial de algunos tipos de mantenimiento. La vibración depende de las características estructurales del sistema como son la masa, la rigidez y la amortiguación. Desde la etapa de diseño se debe tener en consideración el aumento en los esfuerzos y tensiones debido a la vibración existente en los sistemas mecánicos; sin embargo las vibraciones deben ser tratadas como un síntoma de la condición actual de las máquinas.

Una máquina rotativa común está compuesta de varios componentes: eje, discos, alojamientos de rodamientos, cimentación, entre otros. Estos componentes flexibles y macizos absorben y disipan energía cuando están sometidos a alteraciones internas y producen un patrón único de movimiento llamado respuesta. La respuesta está relacionada con el diseño de la máquina y es una indicación de las deflexiones y esfuerzos a las cuales el sistema está siendo sometido. La respuesta vibratoria de una máquina sirve para localizar las fallas y para evaluar daños y desgaste.

### **4.2 FRECUENCIA NATURAL**

Es la frecuencia que resulta al introducir una excitación a un sistema que está en posición de equilibrio y dejarlo vibrar libremente, no depende de la excitación sino de las características físicas del sistema. Todo sistema mecánico tiene un número de frecuencias naturales que dependen del diseño. Las frecuencias naturales de los componentes de las máquinas no son independientes una de la otra y generalmente no son múltiplos, esto se da en algunos casos muy especiales. La masa y rigidez de la máquina y de sus componentes gobiernan las formas modales no amortiguadas. Las fuerzas no influyen en las formas modales.

Todo sistema puede ser modelado en forma de masa, resorte, amortiguador. Los amortiguadores absorben la energía pero los resortes y las masas no lo hacen. Si se le aplica energía a un sistema masa-resorte, el sistema vibrará a su frecuencia natural y el nivel de las vibraciones dependerá de la fuerza de la fuente de energía y de la absorción inherente al sistema. La siguiente ecuación permite calcular la frecuencia natural de un sistema masa-resorte, se puede evidenciar que si un sistema aumenta su rigidez, su frecuencia natural aumentará, pero si lo que se adiciona es masa, la frecuencia natural disminuirá:

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

Donde

$\omega_n$  = frecuencia natural

$k$  = constante del resorte o rigidez

$m$  = masa

### 4.3 RESONANCIA

Ocurre cuando la frecuencia de la fuerza de excitación se acerca a la frecuencia natural de un sistema. Si un sistema entra en resonancia se vuelve dinámicamente inestable, los niveles de vibración pueden ser muy elevados, al punto que la excesiva vibración puede causar daños muy rápidamente.

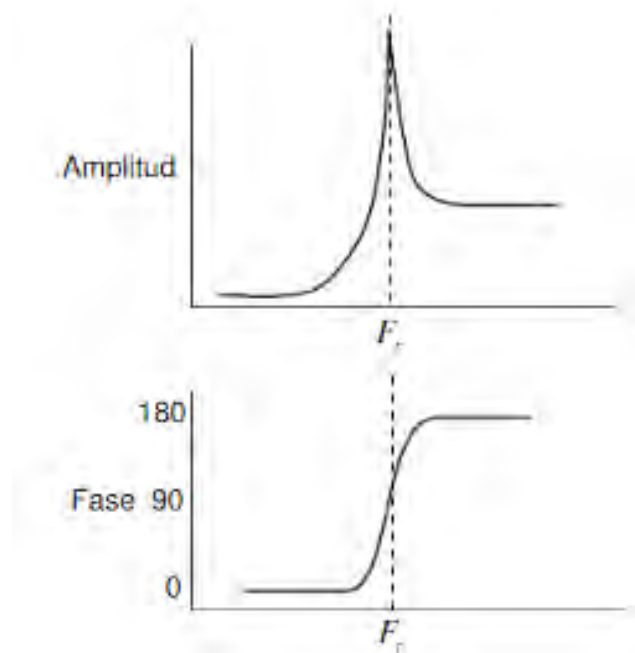
Si la frecuencia de excitación es menor que la frecuencia natural, entonces el sistema se comporta como un resorte y el desplazamiento será proporcional a la fuerza. El resorte hace el sistema resonante, siendo dominante al determinar la respuesta temporal. En estas condiciones, el sistema vibra casi en fase con la excitación y la magnitud del desplazamiento varía linealmente con la magnitud de la fuerza excitadora.

Cuando la frecuencia de excitación es mayor a la frecuencia natural, la situación es diferente. En estas condiciones, la inercia de la masa es el elemento que controla y el sistema parece una masa a la que se le aplica una fuerza. Eso quiere decir que la aceleración es proporcional a la fuerza aplicada y el desplazamiento es relativamente constante con la frecuencia. El desplazamiento está fuera de fase con la fuerza excitadora.

En el punto exacto de resonancia, los elementos resorte y masa se cancelan el uno al otro y la fuerza solamente ve la amortiguación o la fricción en el sistema. Si es baja la amortiguación del sistema este se comporta como si se empujara al aire. Cuando se le empuja, no se tiene control sobre su respuesta y en consecuencia no se puede aplicar mucha fuerza al sistema en la frecuencia de resonancia; si se intenta de nuevo, la amplitud de la vibración se incrementará hasta valores muy altos.

Es la amortiguación que controla el movimiento de un sistema resonante a su frecuencia natural.

**Figura 1. Diagramas de Frecuencia vs. Amplitud y Frecuencia vs. Fase**



**Fuente.** WHITE, Glen. Introducción al Análisis de Vibraciones [en línea]. USA: AZIMA DLI. 2010. [citado en 2014-02-12]. Disponible en internet: <<http://es.scribd.com/doc/56261647/31/Resonancia>>

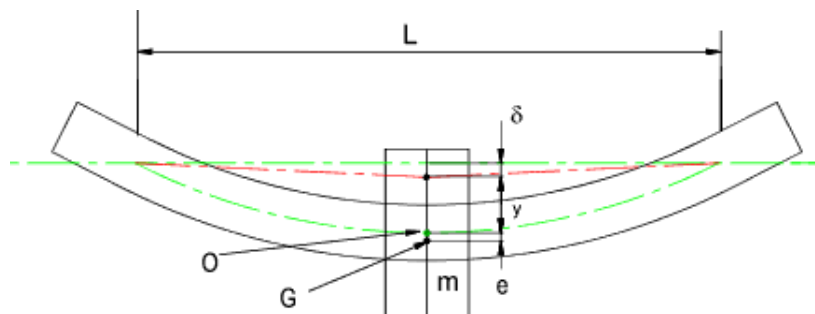
#### 4.4 VELOCIDADES CRÍTICAS EN EJES

Es similar al concepto de resonancia pero en máquinas rotativas, cuando la frecuencia de giro es igual a la frecuencia natural del sistema. Cuando un eje es sometido a cargas radiales, es deformado, es decir que los centros de sus secciones transversales dejan de estar alineados. La ecuación de la línea elástica se obtiene partir de la ley de momentos flectores, por integración de la ecuación diferencial:

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M(x) \quad (2)$$

Ya sea que el centro de la sección transversal del eje gire alrededor de su propio eje o describa una trayectoria circular, aparece una fuerza centrífuga cuya dirección radial respecto al eje de giro, se mantiene fija respecto de la sección del eje y en rotación respecto de la bancada.

**Figura 2. Deformación de eje con disco central**



**Fuente:** Critical (Whirling) Speed Of Shafts [en línea]. RoyMech. United Kingdom. 2013-01-20. [citado en 2014-02-12]. Disponible en internet: <[http://www.roytech.co.uk/Useful\\_Tables/Drive/Shaft\\_Critical\\_Speed.html](http://www.roytech.co.uk/Useful_Tables/Drive/Shaft_Critical_Speed.html)>

Suponiendo un eje sobre el cual hay montado un disco cuyo centro de gravedad  $G$  está desplazado una distancia  $e$  (llamada excentricidad) respecto del centro geométrico de la sección transversal. Si el eje gira con  $\omega$  constante, se cumplirá que la fuerza centrífuga será igual a la fuerza de recuperación elástica del eje, proporcional al desplazamiento  $y$  del eje, por tanto:

$$m\omega^2(y + e) = ky \quad (3)$$

Despejando  $y$  de la ecuación anterior, se puede encontrar la distancia de separación del centro geométrico al centro del eje.

$$y = \frac{m\omega^2 e}{k - m\omega^2} \quad (4)$$

Si  $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ , la ecuación queda: (5)

$$y = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} e \quad (6)$$

Donde  $\omega_n$  se conoce como la velocidad crítica, equivalente a la frecuencia natural de vibración del sistema. Si  $\omega_n = \omega$ , entonces el desplazamiento  $y$  del centro del eje tiende a infinito, el sistema sale de control debido a que no existe fuerza de restauración. Por tanto no se recomienda que la velocidad de giro de un eje se encuentre próxima a su velocidad crítica, debido a que el eje podría sufrir deformaciones permanentes o fracturarse.

En la etapa de diseño de un sistema rotatorio, se debe tener en cuenta la geometría del eje, las fuerzas a las cuales se verá sometido y la disposición sobre los apoyos, de manera que la velocidad crítica se encuentre lo más lejos posible de la velocidad de rotación que se necesita.

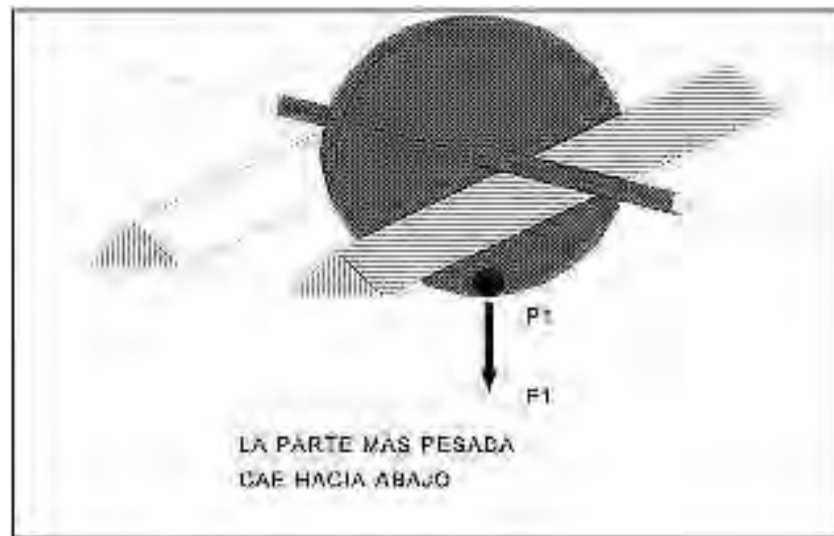
## 4.5 DESBALANCE

**4.5.1 Generalidades de desbalance.** Es una de las causas más comunes de vibración en máquinas rotativas. Se llama desbalance cuando el centro de masa no coincide con el centro geométrico o cuando el eje de inercia está desviado angularmente respecto de su eje de rotación, generando fuerzas centrífugas que deben ser contenidas por rodamientos y demás estructuras de soportes. Siempre existirá un cierto grado de desbalance en cualquier tipo de máquina rotativa por efectos de diseño, fabricación, montaje de piezas.

Las causas más comunes de desbalance en rotores son: asimetría del diseño, tolerancias de fabricación y ensamblaje, no homogeneidad del material, distorsión en servicio, corrosión y desgaste y acumulación de depósitos.

El tipo de desbalance más sencillo es equivalente a un punto pesado en un punto único del rotor. Esto se llama un desbalanceo estático ya que se podrá ver aunque el rotor no esté en servicio. Si el rotor se deja girar libremente sobre sus apoyos, el punto pesado siempre buscará la posición más baja. De igual manera cuando el eje está en operación existe una fuerza centrífuga  $F = me\omega^2$ , siendo  $m$  la masa del punto pesado,  $e$  la excentricidad y  $\omega$  la velocidad de giro.

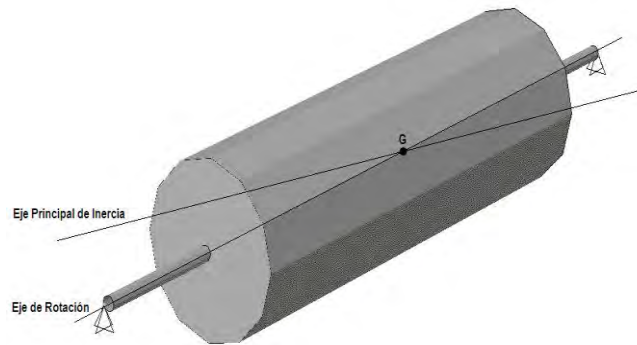
**Figura 3. Rotor con desbalance estático.**



**Fuente:** SOLIS, Isaac. Vibraciones Mecánicas [en línea]. Universidad Veracruzana. 2009-12-16 [citado en 2014-02-10]. Disponible en internet: <[www.monografias.com/trabajos81/vibraciones-mecanicas/vibraciones-mecanicas3.shtml](http://www.monografias.com/trabajos81/vibraciones-mecanicas/vibraciones-mecanicas3.shtml)>

Otro tipo de desbalance es el dinámico, donde el eje principal de inercia está desviado del eje de rotación, como se muestra en la Figura 4. Se nota que el centro de gravedad coincide con el eje de rotación, lo que significa que se encuentra balanceado estáticamente. Cuando el rotor está operando tiende a girar en su eje principal de inercia pero la resistencia de los apoyos, lo obligan a girar sobre la línea de centro de éstos causando sobreesfuerzos. Este tipo de desbalance solo se puede detectar con la máquina en movimiento y por esto es llamado desbalance dinámico.

**Figura 4. Rotor con desbalance dinámico**



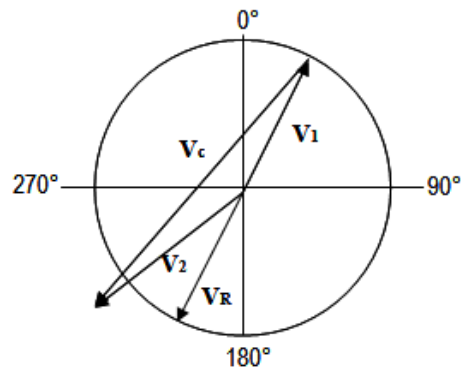
**Fuente:** Bukowitz, D. Principios y Técnicas de Balanceo de Rotores. Austin Dynamical Systems, LLC. p 11.

**4.5.2 Métodos de balanceo.** Los métodos más conocidos y fáciles de aplicar para balanceo de rotores son el método vectorial, método de coeficientes de influencia aplicado principalmente para balancear en dos planos y el método de Siebert (método de las 4 corridas) sin fase, siendo este último el método utilizado para balancear el rotor del Banco de pruebas producto de este trabajo de grado.

**4.5.2.1 Método vectorial:** este procedimiento requiere de un analizador de vibraciones, un instrumento que permita referenciar la ubicación del punto pesado, como un foto-tacómetro y un sensor de vibraciones que determinará la amplitud filtrada de la vibración a la velocidad de rotación. El método consiste en realizar tres corridas: la primera corrida, es para determinar la condición inicial del rotor tomando la amplitud vibratoria y la fase del punto pesado como un vector  $V_1$  y graficándolo en un diagrama polar.

El segundo movimiento, se realiza adicionando una masa de prueba equivalente al 10% de la masa del rotor, ubicándola en un punto aleatorio en la periferia del rotor, lo que da origen a un vector  $V_2$ . En el diagrama polar se traza un nuevo vector que va desde la cabeza de  $V_1$  hasta la cabeza de  $V_2$  y de esta forma se halla el coeficiente de balanceo  $V_C$ . Con este, se calcula una masa de corrección que generará una fuerza igual pero en sentido contrario a la fuerza de desbalance original.

**Figura 5. Método vectorial de balanceo**



**4.5.2.2 Método de coeficiente de influencia en dos planos:** Este procedimiento requiere de un analizador de vibraciones, un instrumento que permita referenciar la ubicación del punto pesado, como un foto tacómetro y un sensor de vibraciones que determinará la amplitud filtrada de la vibración a la velocidad de rotación. Este método se debe realizar en cuatro corridas. En la primera corrida, se toma la amplitud y fase de vibraciones en los dos apoyos del rotor, asociando cada apoyo con un plano de balanceo del rotor. En la segunda corrida, se ubica una masa de prueba en el plano uno del rotor y se adquieren la amplitud y la fase de cada apoyo del rotor. Para la tercera corrida, se remueve el peso de prueba del plano uno y se ubica en el plano dos; se adquieren nuevamente los valores de amplitud y fase en cada apoyo. Con la información adquirida en las tres corridas, se realizan una serie de cálculos matemáticos, generalmente apoyados en un software especializado, para encontrar las masas de corrección y las ubicaciones en cada plano del rotor.

**4.5.2.3 Método de Siebert o de las 4 corridas:** Este procedimiento requiere de un colector de vibración para determinar la amplitud de la frecuencia que corresponde a la velocidad de giro del rotor. Para el cálculo de la masa de corrección no se requiere señal de fase ni un software especializado, por tanto se hace más práctico por su simplicidad en la instrumentación utilizada. Debido a las condiciones del Banco de Pruebas, este es el método que mejor se adapta para realizar la práctica de desbalance, cuyo procedimiento se encuentra detallado en el Anexo A.



## 5. BANCO DE PRUEBAS

El banco de pruebas diseñado y fabricado, se ilustra en la Figura 6.

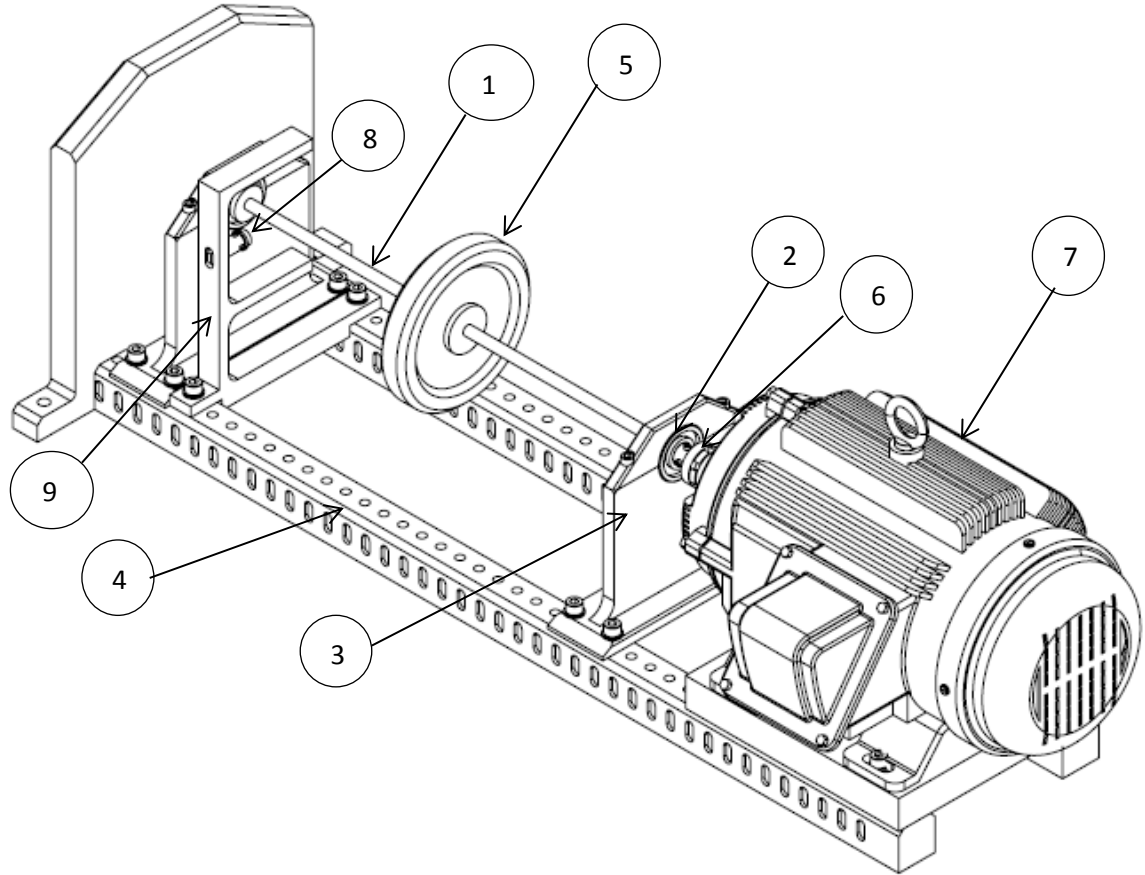
**Figura 6. Banco de Pruebas**



### 5.1 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL BANCO

**5.1.1 Componentes.** El Banco de pruebas para ensayos de Velocidad Crítica y Desbalance se muestra en la Figura 7.

**Figura 7. Partes del Banco de pruebas de desbalance y velocidad crítica**



Consta de un eje de sección transversal constante (1) soportado en cada uno de sus extremos por rodamientos (2), cuyos alojamientos (3) se encuentran anclados a la estructura base (4). Entre los alojamientos se encuentra un disco (5) fijado al eje que lo hace girar solidariamente; el eje es impulsado mediante un acoplamiento directo (6) por un motor (7) ajustado a la estructura base y el movimiento del motor es gobernado por un variador de frecuencia ubicado en la parte inferior de la estructura.

Junto al alojamiento del rodamiento ubicado al extremo opuesto al motor, se encuentra un sensor de proximidad (8) ajustado en su respectiva base (9) sujeta a la estructura principal. El sensor tiene como propósito la adquisición de datos del comportamiento vibratorio del eje. La señal de vibración es recibida por la tarjeta de adquisición de datos para ser procesada y visualizada en un computador.

**5.1.2 Características.** Las características del banco son especificadas en el Cuadro 1.

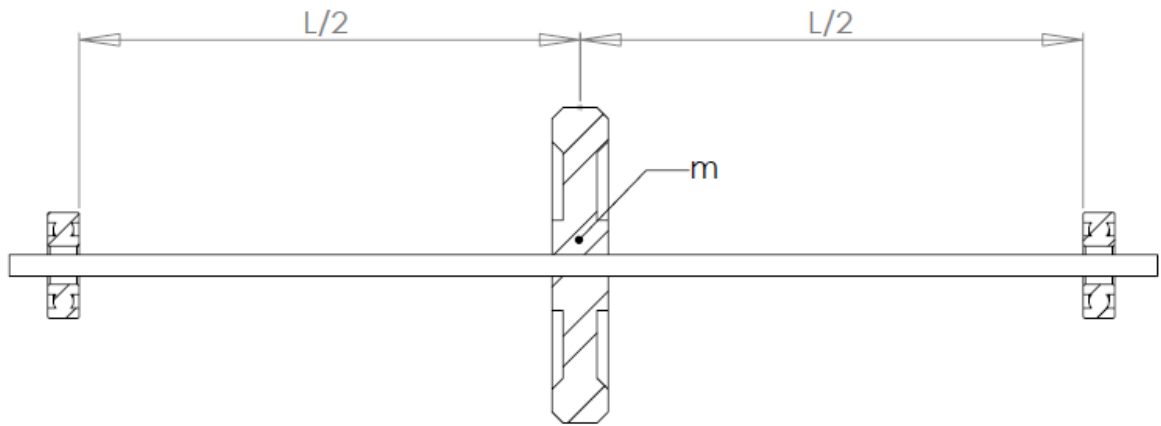
**Cuadro 1. Componentes del Banco de Velocidad Crítica y Desbalance**

<b>Componente</b>	<b>Característica</b>
<b>Eje</b>	Material: Acero plata Diámetro: 9,53 mm (3/8 in) Longitud: 550 mm Sección transversal circunferencial
<b>Rodamientos</b>	FAG Referencia: 1303 Rodamientos oscilantes de bolas
<b>Disco</b>	Masa: 2,100 kg
<b>Acople</b>	NSPT Acople flexible de quijada de goma BL 075
<b>Motor</b>	SIEMENS Referencia: 1LA7096-2YA60
<b>Variador de frecuencia</b>	SIEMENS Referencia: Micromaster 420 6SE6420-2UC23-0CA1
<b>Sensores de proximidad</b>	SHINKAWA Referencia: VK202
<b>Programa para tratamiento de datos de vibración</b>	SCILAB Versión: 5.3.3 Balanceo y Velocidad Crítica

## 5.2 CÁLCULO DE VELOCIDAD CRÍTICA DEL EJE

**5.2.1 Cálculo analítico de la velocidad crítica.** Para calcular la velocidad crítica, se utiliza la ecuación para eje soportado entre apoyos cortos, con una masa rotando en el centro.

**Figura 8. Eje soportado entre apoyos cortos con masa central**



$$N_c = \frac{\sqrt{48 \cdot E \cdot I / m \cdot L^3}}{2 \cdot \pi} \quad (7)$$

De donde:

$N_c$ : Velocidad crítica

$E$ : Modulo de elasticidad

$I$ : Momento de inercia

$d$ : Diámetro del eje

$m$ : Masa

$L$ : Longitud entre apoyos

$$E = 203 \text{ GPa}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$d = 9,53 \text{ mm}$$

$$m = 2,440 \text{ kg}$$

$$L = 0,435 \text{ m}$$

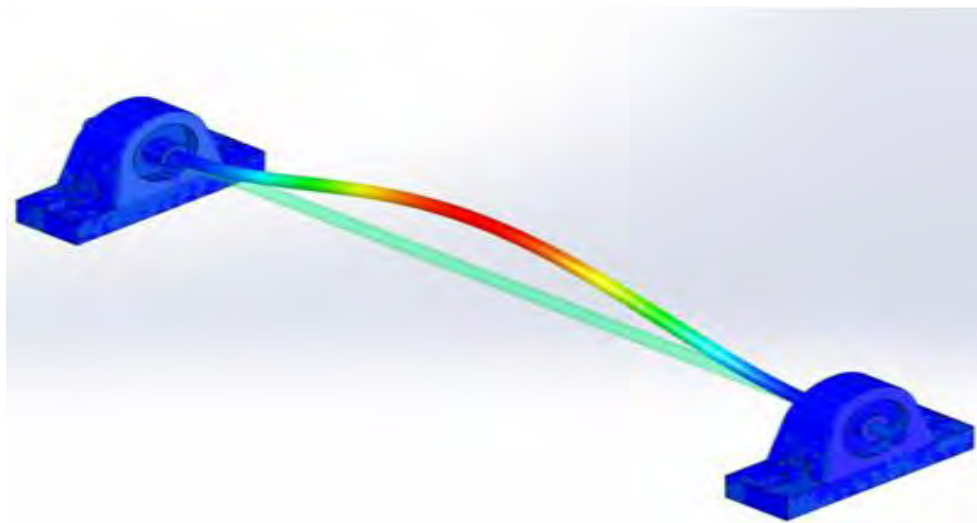
$$N_c = 1348,079 \text{ rpm}$$

**5.2.2 Análisis modal en SolidWorks.** La velocidad crítica derivada de los cálculos, es comparada con el resultado obtenido al realizar un modelo utilizando un software de análisis por elementos finitos, en este caso SolidWorks, con dos propósitos: realizar validación del cálculo analítico de la primera velocidad crítica y encontrar el valor de la segunda. Esto para limitar la operación del banco a valores inferiores a ésta.

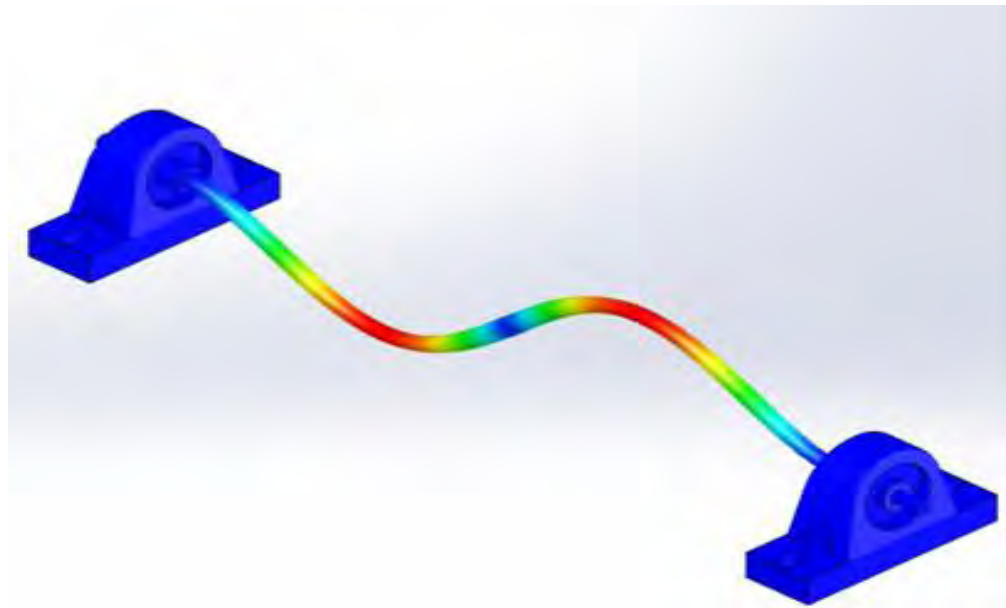
**Cuadro 2. Parámetros para el análisis modal**

Parámetro	Descripción
Material del eje	Acero para herramientas A2
Tipo de malla	Malla sólida
Número de frecuencias	3
Carga aplicada	23,54 N
Longitud libre barra	435 mm
Tipo de elemento finito	Tetraédricos
Número total de nodos	17 439
Numero total de elementos	10294
Tipo de interpolación	Cuadrática

**Figura 9. Forma modal 1**



**Figura 10. Forma modal 2**



**Cuadro 3. Lista de modos**

Número de modos	Velocidad [rpm]
1	1398,5
2	3840,0
3	7486,7

Los valores de velocidad hallados mediante cálculos y con el software SolidWorks tienen una diferencia porcentual inferior a 4%, corroborando que la frecuencia de velocidad crítica se encuentra en los valores encontrados. Con respecto a los modos vibración reportados con el software SolidWorks, los modos 2 y 3 se encuentran por fuera del rango de operación del Banco de Pruebas debido a que la velocidad máxima que el Banco alcanzará será de 2 400 rpm.

### 5.3 DISEÑO Y MONTAJE DEL BANCO DE PRUEBAS

En convenio con la Universidad Autónoma de Occidente, se tomó la determinación de disminuir de manera ostensible los costos de construcción del banco de pruebas, a partir de la reutilización de componentes disponibles en el laboratorio, provenientes de máquinas de ensayos antiguas.

**5.3.1 Estructura base.** El Banco cuenta con soportes extremos, los cuales llevan articulados dos rieles con perforaciones en la extensión completa de su longitud, para permitir el montaje de diferentes piezas. Dos soportes ajustados a los rieles por medio de tornillos tienen los alojamientos seccionados justo en la parte media del rodamiento que albergan, para facilitar su instalación.

**5.3.2 Disco.** Con un rango de velocidad crítica entre 1 000 y 2 000 rpm, a partir de cálculos realizados con diferentes pesos, contemplando la densidad de los materiales y la necesidad de un comportamiento puntual de la carga en el eje, se concluye la idoneidad del disco existente en el laboratorio, valorando además el peso con el cual se efectuó el cálculo de la velocidad crítica, la dimensión del espacio donde está ubicado y la facilidad para adicionarle pesos de prueba durante el ensayo de desbalance. Ver Anexo F.

**5.3.3 Eje.** Comercialmente, el material que garantiza mejores propiedades para el diámetro requerido es AISI/SAE 01, conocido comercialmente como acero plata, por su alto porcentaje de carbono y mejor acabado superficial, condición que permite su disponibilidad sin requerir maquinados extras. Las propiedades mecánicas del acero plata, se obtienen de la tabla del Anexo C.

El diseño del eje del banco de pruebas considera factores como la longitud disponible para el montaje, material y diámetros de ejes estandarizados comercialmente y disposiciones tales como facilidad de instalación, en caso tal de requerirse intercambios de piezas del conjunto, cálculos como análisis a fatiga, dado su uso previsto de sometimiento constante a cargas alternantes y vida infinita del eje. Los cálculos son realizados tanto para velocidad crítica como para desbalance y para concluir la selección se elige el peor de los casos, es decir, la condición más crítica.

Para corroborar que las fuerzas existentes no superarán la resistencia del material, se calcula el factor de seguridad por medio de la ejecución de ingeniería

inversa, partiendo de variaciones en el diámetro del eje. Suponiendo un diámetro del eje de  $9,530 \text{ mm}$  ( $3/8 \text{ in}$ ) se obtiene que:

$$S_u = 900 \text{ MPa}$$

$$S_y = 520 \text{ MPa}$$

$$E = 203 \text{ GPa}$$

$$L = 0,435 \text{ m};$$

$$\Phi = 0,00953 \text{ m};$$

$$I = 4,04045 E - 10 \text{ m}^4$$

$T =$  Para esta aplicación se considera despreciable.

De donde:

$S_u$ : Esfuerzo último [MPa]

$S_y$ : Esfuerzo a la fluencia [MPa]

$E$ : Módulo de elasticidad [GPa]

$L$ : Longitud del eje [m]

$\Phi$ : Diámetro del eje [m]

$I$ : Momento de inercia [ $\text{m}^4$ ]

$T$ : torque [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ]

**5.3.3.1 Análisis a fatiga.** Para el análisis a fatiga se debe considerar la masa de prueba para demostrar el fenómeno de desbalance. Los factores que afectan la resistencia a la fatiga son los mismos, tanto para los cálculos de velocidad crítica, como para los de desbalance.

$M$ : Momento flector máximo en el eje;

$c$ : Distancia desde el centro hasta el punto de interés;

$I$ : Momento de inercia del eje;

$\sigma_{max}$ : Esfuerzo máximo

$\sigma_{min}$ : Esfuerzo mínimo

$\sigma_{alt}$ : Esfuerzo alternante

$\sigma_m$ : Esfuerzo medio

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga corregido

$S_e'$ : Límite de resistencia a la fatiga

$C_{carga}$ : Factor de carga

$C_{tamaño}$ : Factor de tamaño

$C_{superficie}$ : Factor de superficie

$C_{temperatura}$ : Factor de temperatura

$C_{confiabilidad}$ : Factor de confiabilidad

$N$ : Factor de seguridad



$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (9)$$

$$\sigma_{min} = \frac{-Mc}{I} \quad (10)$$

$$\sigma_{alt} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (11)$$

$\sigma_m = 0$ , debido a que no existen cargas fluctuantes;

$$S_e = S_e' * C_{carga} * C_{tamaño} * C_{superficie} * C_{temperatura} * C_{confiabilidad} \quad (12)$$

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} \quad (13)$$

$C_{carga} = 1$ ; sometido a flexión.

$C_{tamaño} = 1$ ;  $d \leq 8 \text{ mm}$ .

$$C_{superficie} = 4,51 * S_{ut}^{-0,265} = 0,74; \text{maquinado o estirado en frio.} \quad (14)$$

$C_{temperatura} = 1$ ; temperatura menor a  $450^\circ\text{C}$ .

$C_{confiabilidad} = 0,897$ ; confiabilidad del 90%.

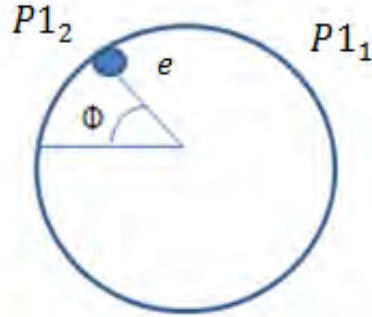
Por lo tanto,  $S_e = 300,128 \text{ MPa}$

$$N = \frac{S_e \cdot S_{ut}}{\sigma_{alt} \cdot S_{ut} + \sigma_m \cdot S_e} \quad (15)$$

- **Desbalance**

En el caso del desbalance se tiene en cuenta la fuerza debida a la masa del disco del peso de prueba usado durante el ensayo y el peso del acople

**Figura 11. Diagrama posición peso de prueba**



$P1_1 = \text{Disco}$   
 $P1_2 = \text{Peso de prueba}$   
 $\Phi = \text{Ángulo de recorrido}$   
 $e = \text{Excentricidad}$

Debido a que la posición de la masa de prueba varía de posición se tiene que el punto más crítico es cuando la masa de prueba se encuentra en fase con el peso del disco,  $\Phi = 90^\circ$

$$P1_1 = 23,540 \text{ N}$$

$$P1_2 = 0,981 \text{ N}$$

$$m1_2 = 0,100 \text{ kg}$$

$$e = 0,007 \text{ m}$$

$$\omega = 573 \text{ rpm}$$

$P1_1$ : Peso del disco

$P1_2$ : Peso de prueba

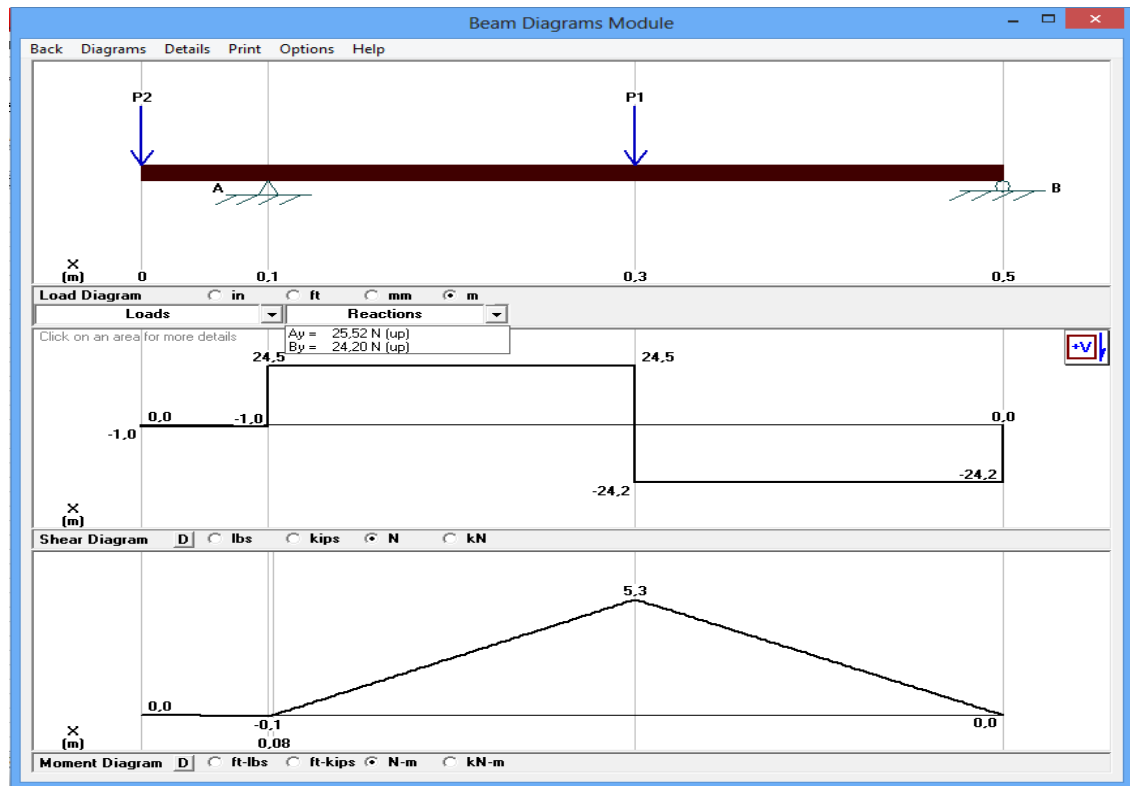
$m1_2$ : Masa peso de prueba

$$\vec{F}_{max} = P1_1 \hat{j} + m1_2 \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \text{Sen}\Phi \cdot \hat{j} + m1_2 \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \text{Cos}\Phi \cdot \hat{i}$$

$$|F_{max}| = 23,540 \text{ N} + 0,100 \text{ kg} \cdot 0,007 \text{ m} \cdot \left(573 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi}{\text{rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}\right)^2$$

$$|F_{max}| = 26,060 \text{ N}$$

Figura 12. Diagrama de fuerza cortante y momento flector para desbalance



$$\sigma_{max} = 62,053 \text{ MPa}$$

Como el esfuerzo máximo es igual al esfuerzo mínimo se tiene que:

$$\sigma_{alt} = 62,053 \text{ MPa}$$

$$N = 8,38$$

- **Velocidad crítica**

En el caso de la velocidad crítica sólo se tienen en cuenta las fuerzas debidas al peso del acople y al disco.

$$P1 = 23,544 \text{ N}$$

$$P2 = 0,981 \text{ N}$$

Reacciones en los apoyos:

$$Ay = 12,843 \text{ N}$$

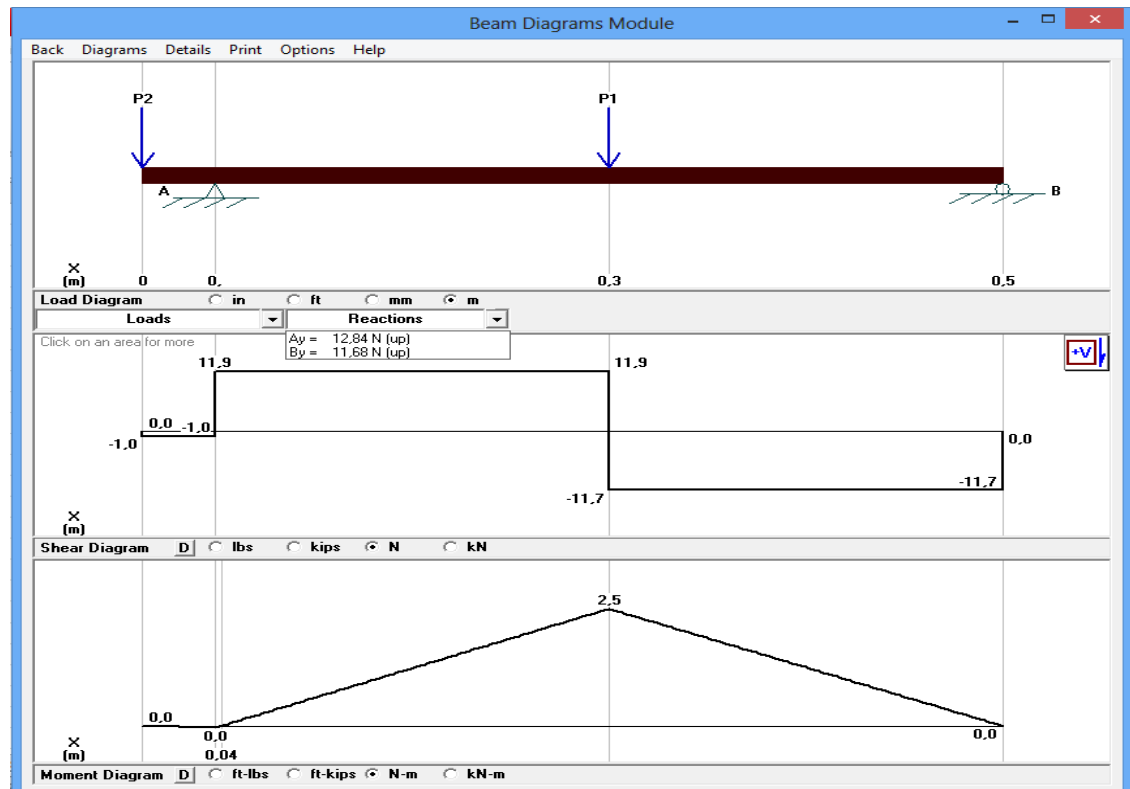
$$By = 11,682 \text{ N}$$

P1: Peso del disco

P2: Peso del acople

Diagramas de fuerza cortante y momento flector

**Figura 13. Diagrama de fuerza cortante y momento flector para velocidad**



$$M = 2,541 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$M$ : Momento máximo a lo largo de la longitud del eje

$$\sigma_{alt} = 29,948 \text{ MPa}$$

$$N = 9,576$$

Teniendo en cuenta que por ser el factor de seguridad superior a 1 en cada uno de los casos, se concluye que el eje seleccionado es adecuado para el Banco de Pruebas.

En el Cuadro 4 se encuentran los resultados más relevantes de análisis de resistencia realizado al eje.

**Cuadro 4. Resultados del análisis de resistencia al eje**

		<b>Desbalance</b>	<b>Velocidad Crítica</b>
<b>Análisis a fatiga</b>	Esfuerzo $[MPa]$	62,053	29,948
	Factor de seguridad	8,380	9,576

**5.3.4 Selección del motor.** El motor utilizado es el que se encuentra disponible en el Laboratorio de Sólidos de la Universidad Autónoma de Occidente, cuyas características son descritas en el Cuadro 5. El Banco de Pruebas es acondicionado a las características del motor y por lo tanto el único parámetro objeto de comprobación corresponde el torque máximo del mismo, toda vez que se requiere que éste sea superior al torque requerido.

**Cuadro 5. Características del motor**

<b>Marca</b>	SIEMENS
<b>Potencia</b>	4 HP
<b>Voltaje</b>	220 V
<b>Velocidad nominal</b>	3 440 rpm

**5.3.4.1 Torque disponible.** Con base en la ecuación referida en el catálogo de motores SIEMENS, se calcula el par motor nominal, a saber:

$$T = \frac{9,550 \cdot P \cdot 1\,000}{n} \quad (16)$$

$$P = 4 \text{ HP}$$

$$n = 3440 \text{ rpm}$$

$$T = 11,105 \text{ N} \cdot \text{m}$$

De donde:

$T$ : Par motor nominal

$P$ : Potencia

$n$ : Velocidad nominal

**5.3.4.2 Torque requerido.** El único requerimiento de torque que debe superar el motor para girar, es el impuesto por las fuerzas de fricción que se generan en los rodamientos. El par de fricción que ejercen los rodamientos se determina mediante la expresión:

$$M = M_o + M_1 \quad (16)$$

$M$ : Par de rozamiento

$M_o$ : Par de rozamiento de carga independiente

$$M_o = f_o \cdot 10^{-7} \cdot (v \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3 \quad (17)$$

$M_1$ : Par de rozamiento de carga dependiente

$$M_1 = F_1 \cdot P_1 \cdot d_m \quad (18)$$

$v$ : Viscosidad del lubricante. Ver Anexo H.

$n$ : Velocidad del rodamiento

$d_m$ : Diámetro medio del rodamiento

$f_o$ : Factor por el tipo de rodamiento y lubricación

$F_1$ : Factor teniendo en cuenta la magnitud de la carga (Cuadro 6)

$P_1$ : Carga correspondiente a  $M_1$  (Cuadro 6)

Los cálculos son realizados tanto para desbalance como para velocidad crítica, debido a que las fuerzas existentes varían de acuerdo con el caso.

#### Cuadro 6. Datos para cálculo de torque del motor

Parámetro	Desbalance	Velocidad crítica
$d_m$ [mm]	32	
$f_o$	2	
$n$ [rpm]	573	2500
$v$ [mm <sup>2</sup> /s]	67,5	
$M_o$ [N · mm]	74,952	200,129
$M_1$ [N · mm]	0,014	0,014
$f_1$	$3,337 \cdot 10^{-5}$	$3,300 \cdot 10^{-5}$
$P_1$ [N]	13,200	12,840
$M$ [N · m]	0,075	0,200

Dado que el máximo torque requerido por el sistema es  $0,200 \text{ N} \cdot \text{m}$  y el torque mínimo garantizado por el motor es de  $11,105 \text{ N} \cdot \text{m}$ , se confirma su cumplimiento con las exigencias de torque requeridas.

**5.3.5 Selección de rodamientos.** Acorde con los parámetros sugeridos en el catálogo FAG, se realiza tanto el cálculo de vida, como el cálculo del coeficiente de seguridad estático para comprobar la idoneidad de los rodamientos seleccionados para la aplicación prevista, así como la conformidad de su dimensionamiento.

Los rodamientos seleccionados son oscilantes de bolas 1303, ya que por ser autoalineables pueden compensar errores de alineación, flexión del eje y deformación en los soportes. El Cuadro 7, muestra sus principales características.

**Cuadro 7. Características de los rodamientos.**

Rodamiento FAG 1303			
Características	Símbolo	Valor	Unidad
Diámetro interior	D	17	mm
Diámetro exterior	D	47	mm
Ancho	B	14	mm
Cap. Carga dinámica	C	12 500	N
Cap. Carga estática	Co	3 200	N
Velocidad límite	nG	18 000	rpm

**Fuente.** Rodamientos FAG. Catálogo WL 41 520/3 SE: rodamientos de bolas, rodamientos de rodillos, soportes, accesorios. Edición 2000. FAG Interamericana AG: Miami, 2000. 720 p.

#### 5.3.5.1 Requerimiento a carga estática

$$F_s = \frac{C_o}{P_o} \quad (19)$$

$F_s$ : Factor de esfuerzos estáticos

$C_o$ : Capacidad de carga estática

$P_o$ : Carga estática equivalente

$$P_o = F_r + Y_o \cdot F_a \quad (20)$$

$F_r$ : Carga radial  
 $Y_o$ : Factor axial determinado por fabricante  
 $F_a$ : Carga axial

#### Cuadro 8. Requerimiento de rodamientos carga estática

Parámetros	Desbalance [N]	Velocidad crítica [N]
$P_o$	13,203	12,843
$C_o$	3 200	3 200
$F_s$	242,361	249,159

#### 5.3.5.2 Requerimiento a carga dinámica

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^p [10^6 \text{ revoluciones}] \quad (21)$$

$L_{10} = L$  = Vida nominal [ $10^6$  revoluciones]  
 $C$ : Capacidad de carga dinámica [ $kN$ ]; Determinado por fabricante  
 $P$ : Carga dinámica equivalente [ $kN$ ]

$$P = F_r + Y \cdot F_a \text{ Para } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (22)$$

$Y$ : Factor axial; Determinado por fabricante  
 $e$ : Determinado por fabricante  
 $p$ : Exponente de vida; Para rodamientos de bolas.

#### Cuadro 9. Requerimiento de rodamientos carga dinámica

Parámetros	Desbalance	Velocidad crítica
$C$	12 500	12 500



**Cuadro 9. (Continuación)**

Parámetros	Desbalance	Velocidad crítica
$P$	13,203	12,843
$p$	3	3
$Y$	1,940	1,940
$e$	0,320	0,320
$F_a$	0	0
$F_r$	13,203	12,843
$L_{10}(10^6)$	848,530	921,955

**5.3.6 Selección del acople.** Para la selección del acople se tuvieron en cuenta los datos especificados en el Cuadro 10.

**Cuadro 10. Requerimientos del sistema para la selección del acople**

<b>Velocidad [rpm]</b>	2 500
<b>Torque requerido [N · m]</b>	0,200
<b>Diámetro eje motor [mm]</b>	19
<b>Diámetro eje rotor [mm]</b>	9,530

La velocidad corresponde a la máxima velocidad a la cual girará el rotor del Banco de Pruebas y el torque requerido es el mismo indicado en el numeral de selección del motor ...numeral 5.3.4.... Con base en la información del Cuadro 10, se procede con la selección de un acople comercial. Los parámetros del acople seleccionado son enunciados en el Cuadro 11.

**Cuadro 11. Especificaciones técnicas del acople seleccionado**

<b>Velocidad [rpm]</b>	11 000
<b>Torque requerido [N. m]</b>	9,966
<b>Máximo agujero acople [mm]</b>	22,225
<b>Mínima agujero acople [mm]</b>	6,350

Se selecciona el acople NSPT BL 075, por ser el más pequeño disponible en el mercado que cumple con todos los requerimientos, además es libre de mantenimiento y de fácil montaje. Ver Anexo D.

Para asegurar un correcto funcionamiento y larga vida útil de acople y rodamientos, se realiza alineación de los ejes del motor y del rotor mediante equipo de alineación laser SKF Shaft Alingnment Tool TKSA 20. La condición de alineación final de los ejes es satisfactoria de acuerdo con los parámetros del fabricante del equipo de alineación. Los datos finales de alineación se indican en el Cuadro 12.

**Cuadro 12. Condición de alineación del Banco de Pruebas**

Característica	Condición final de alineación [mm]	Tolerancias de alineación según fabricante [mm]
Paralelismo	0,01	0,02
Angularidad	0,01	0,05

## **5.4 FUNCIONAMIENTO Y PRUEBAS**

### **5.4.1 Funcionamiento**

**5.4.1.1 Ejecución de la prueba de Balanceo.** Para realizar un balanceo aproximado del eje, se requieren cuatro corridas tomando la señal de vibración sin referenciar la fase, con ayuda del sensor de proximidad y el programa SCILAB<sup>1</sup> para el tratamiento de la señal. Se emplea el valor de la amplitud de vibración del sistema en la velocidad de operación o frecuencia de 1X, equivalente a 573 rpm (en el variador de frecuencia 10 Hz para este caso particular).

El procedimiento, es el siguiente:

- Se realiza la primera corrida del equipo y se toma la señal vibración en su estado inicial ( $V_0$ ). Con el valor obtenido se grafica una circunferencia con radio  $V_0$ ,

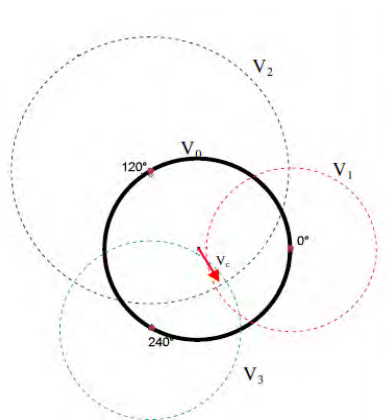
---

<sup>1</sup> Software matemático con lenguaje de programación de alto nivel para cálculo científico.

- Se identifican los tres puntos equidistantes en el disco ( $0^\circ$ ,  $120^\circ$  y  $240^\circ$ ) en los cuales se pondrá la masa de prueba y con los que se harán las siguientes tres corridas.
- Se ubica la masa de prueba  $M_P$  en la posición  $0^\circ$  para realizar la segunda corrida obteniendo un valor de vibración  $V_1$ . Se grafica un círculo en la posición  $0^\circ$  cuyo radio es  $V_1$ .
- Se ubica la masa de prueba en la posición  $120^\circ$  y se realiza la tercera corrida obteniendo un valor de vibración  $V_2$ . Se grafica un círculo en la posición  $120^\circ$  cuyo radio es  $V_2$ .
- Se ubica la masa de prueba en la posición  $240^\circ$  y se realiza la cuarta corrida obteniendo un valor de vibración  $V_3$ . Se grafica un círculo en la posición  $240^\circ$  cuyo radio es  $V_3$ .
- Se traza un vector desde el centro del plano polar hasta la región de intersección de los tres círculos ( $V_C$ ). Dicho vector representa la masa de corrección necesaria para balancear el sistema en el ángulo requerido
- Se determina el valor de la masa de corrección  $M_C$  utilizando la masa de prueba  $M_P$  y los valores de la lectura inicial de vibración  $V_0$  y el valor del vector de corrección  $V_C$ , mediante la siguiente ecuación:

$$M_C = M_P \cdot \frac{V_0}{V_C} \quad (23)$$

**Figura 14. Esquema de balanceo método 4 corridas**



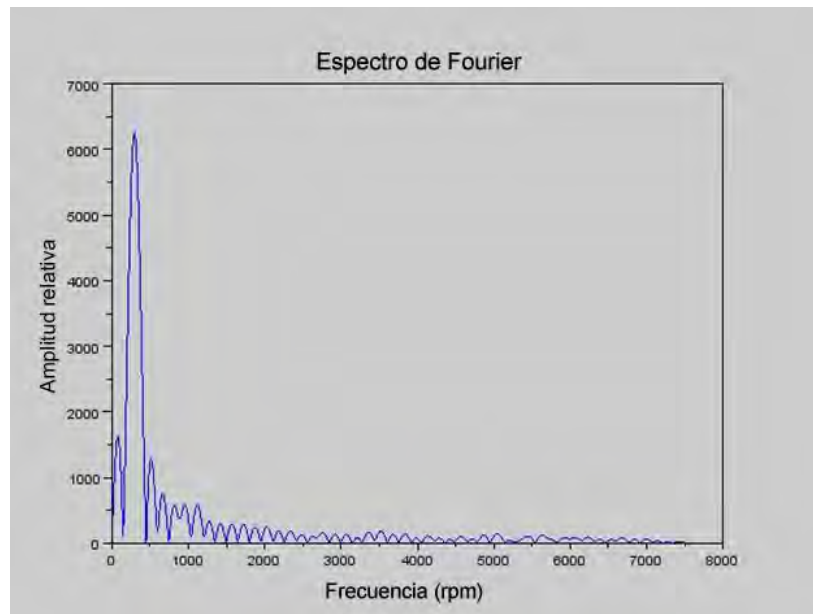
**5.4.1.2 Ejecución de la prueba de Velocidad crítica.** Para realizar el cálculo de la velocidad crítica del rotor del banco, se almacenarán 9 espectros de vibración del sistema, con ayuda del sensor de proximidad y el programa SCILAB. El procedimiento, es el siguiente:

- Se lleva el variador a una frecuencia de 18 Hz y se almacena el espectro de vibración adquirido.
- Se obtiene para cada una de las siguientes frecuencias, el espectro de vibración en el menor tiempo posible: 20 Hz, 22 Hz, 24 Hz y 25,5 Hz
- Se incrementa de manera continua y en el menor tiempo posible la frecuencia del variador hasta llegar a 29,5 Hz, esto debido a que experimentalmente se encontró que la velocidad crítica del banco está en el rango de 26 Hz y 29 Hz. Cabe anotar que un sistema no debe permanecer por tiempos prolongados girando en la velocidad crítica porque sus elementos pueden sufrir deformaciones permanentes o roturas.
- Se Obtiene para cada una de las siguientes frecuencias, el espectro de vibración en el menor tiempo posible: 31 Hz, 33 Hz y 35 Hz.
- En los espectros obtenidos se ubican los valores correspondientes a la amplitud del pico equivalente a la 1X de la velocidad de giro al momento en que se tomó el espectro y graficarlos en un plano donde el eje x será el valor de la frecuencia en rpm y el eje y será el valor de la amplitud.

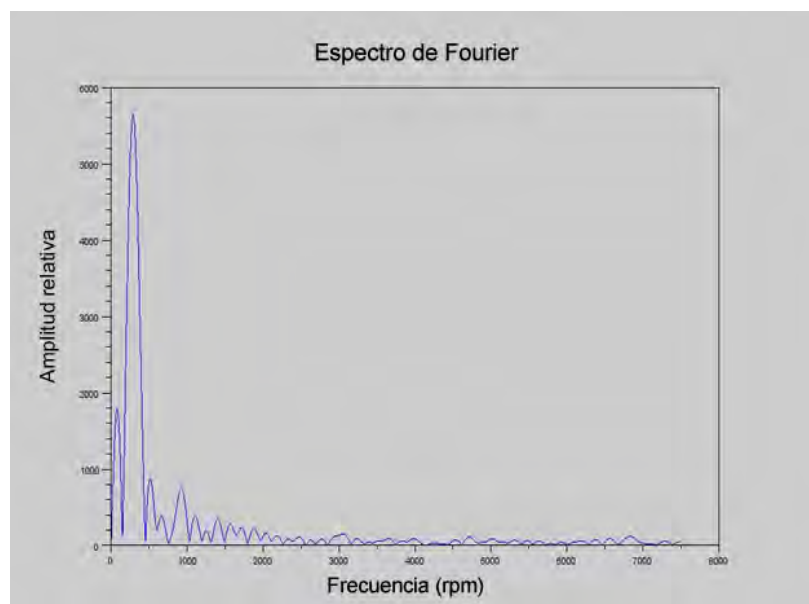
## **5.4.2 Pruebas**

**5.4.2.1 Resultados obtenidos en la práctica de balanceo.** A continuación se presentan los resultados obtenidos durante la práctica de balanceo aplicando el procedimiento explicado en el Anexo A.

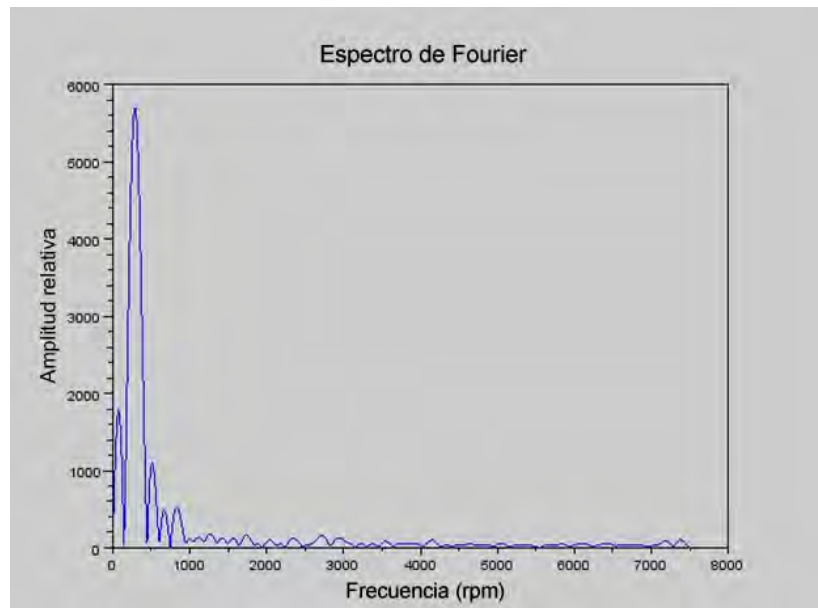
**Gráfica 1. Espectro sin masa de prueba**



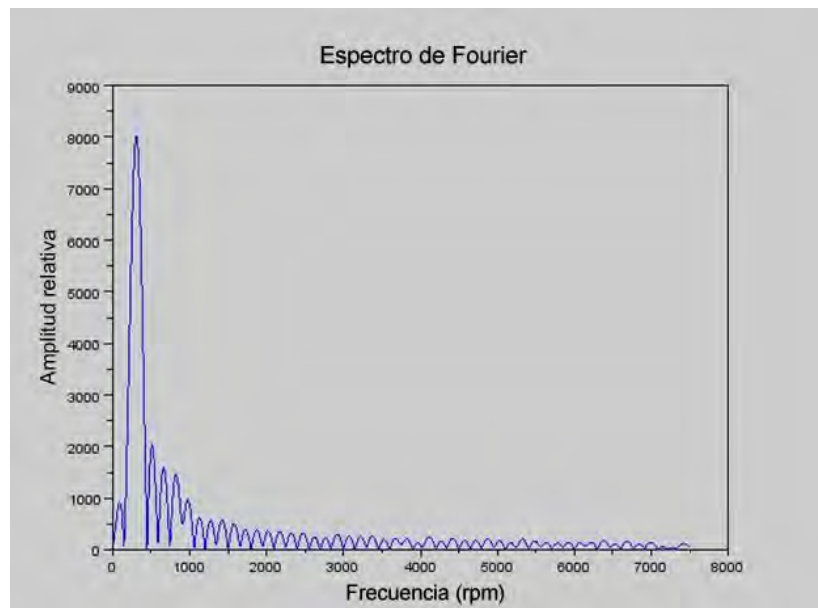
**Gráfica 2. Espectro con masa de prueba en 0°**



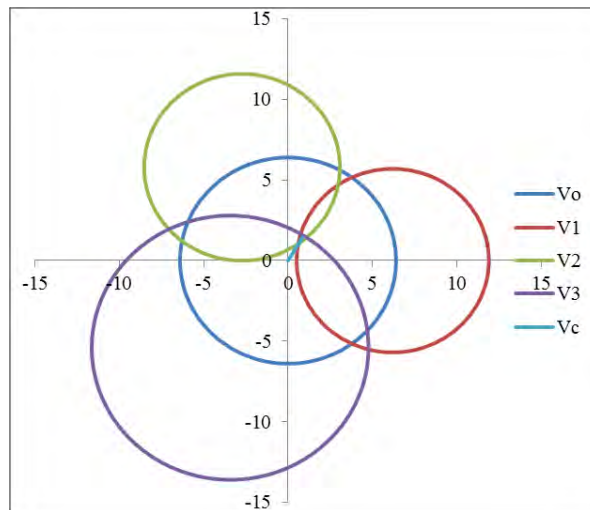
**Gráfica 3. Espectro con masa de prueba en 120°**



**Gráfica 4. Espectro con masa de prueba en 240°**



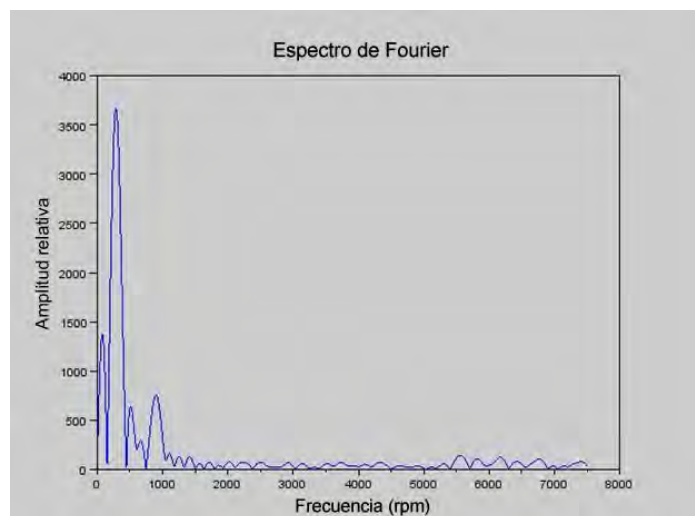
**Gráfica 5. Gráfica obtenida a partir del desarrollo del método Siebert para balanceo**



Como resultado del análisis gráfico, se determina que se debe adicionar una masa de 392,6 g, ubicada a  $60^\circ$  sobre el disco del rotor.

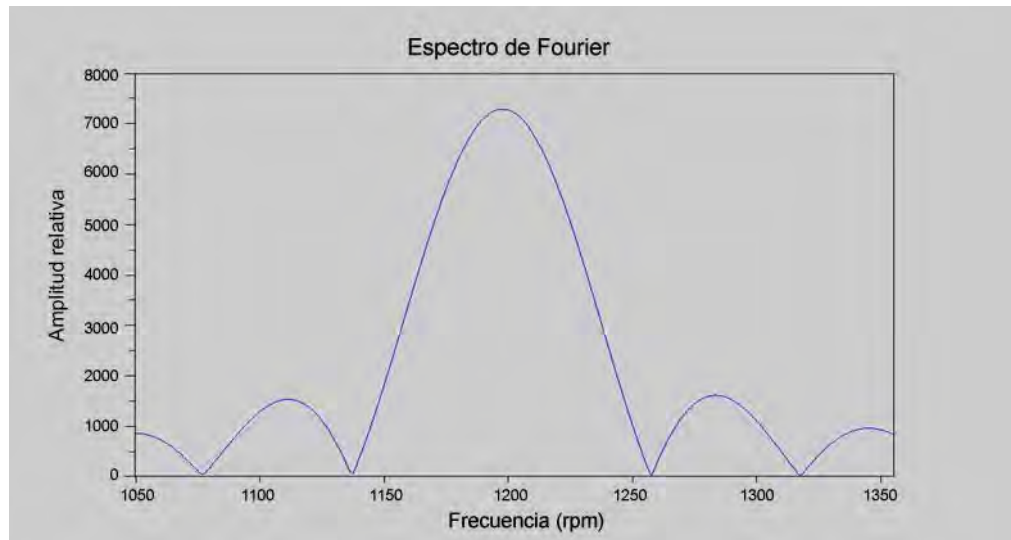
Para efectos prácticos se ubica la misma masa de prueba utilizada durante el ensayo al ángulo calculado, dando como resultado una disminución ostensible de la amplitud de vibración como se indica en la Gráfica 6.

**Gráfica 6. Espectro con masa de prueba en  $60^\circ$**

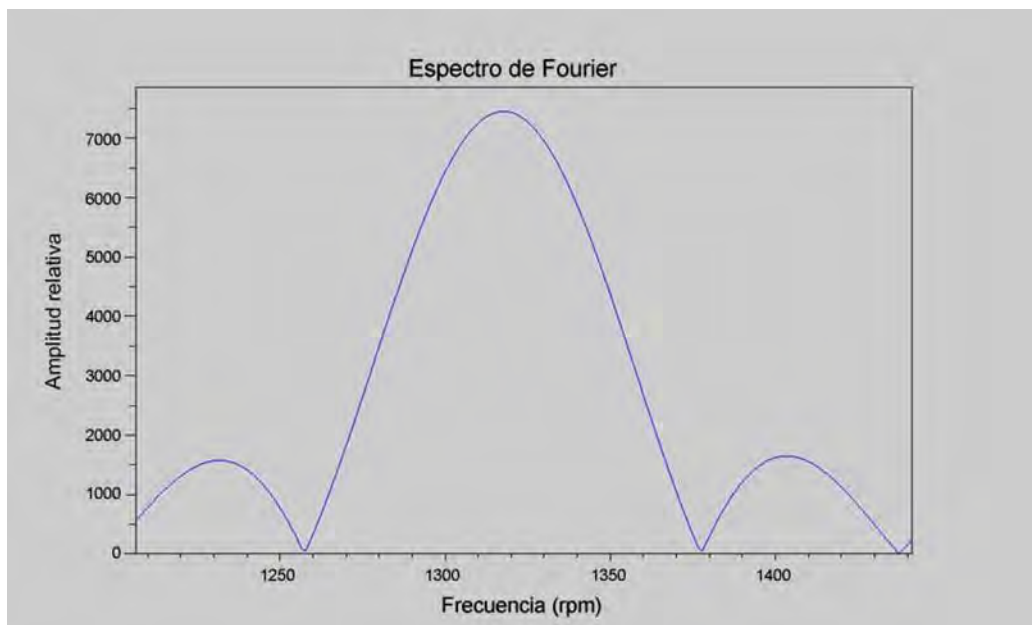


**5.4.2.2 Resultados obtenidos en la práctica de velocidad crítica.** A continuación se muestran los espectros obtenidos durante la prueba de velocidad crítica, siguiendo el procedimiento indicado en el Anexo B.

**Gráfica 7. Espectro de vibración a 1 200 rpm**

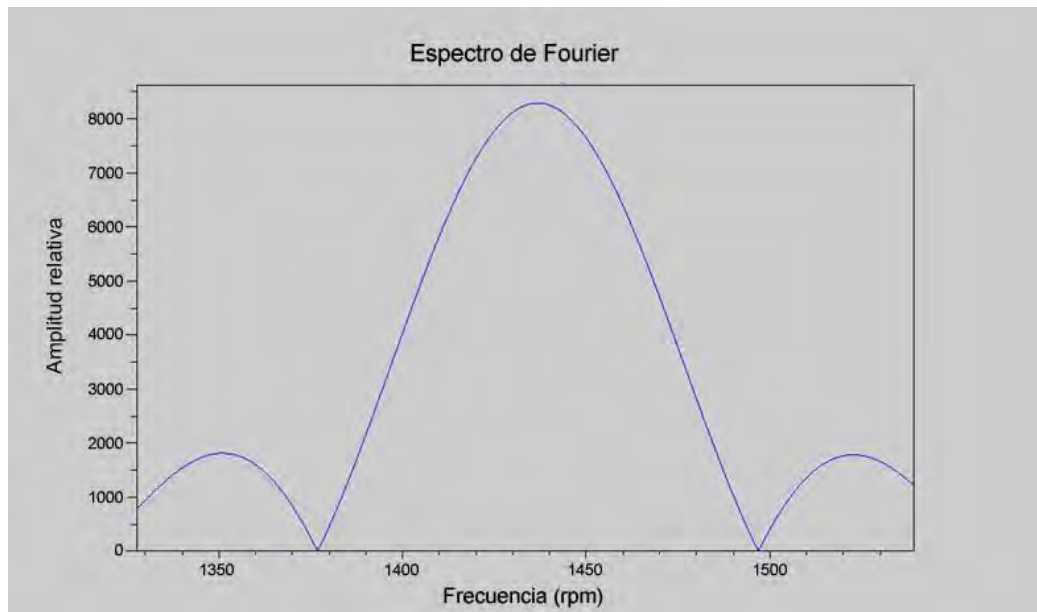


**Gráfica 8. Espectro de vibración a 1 320 rpm**

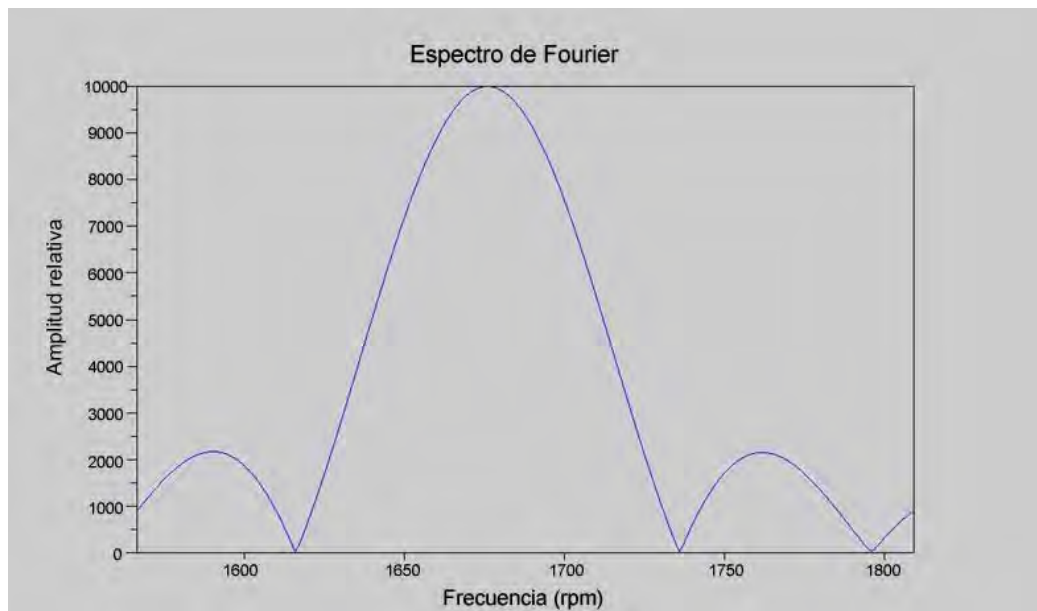




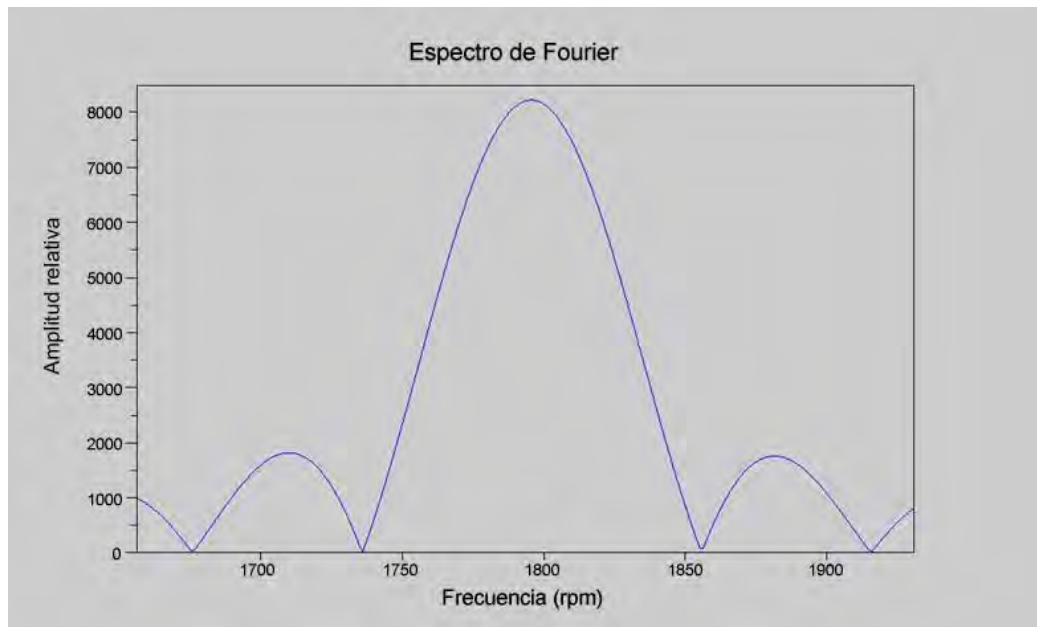
**Gráfica 9. Espectro de vibración a 1 440 rpm**



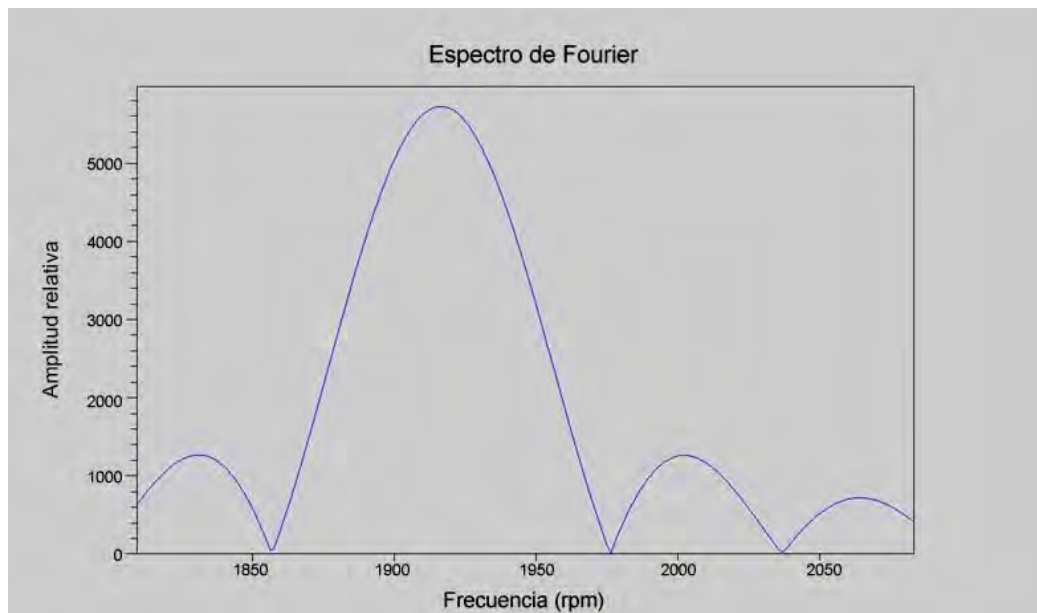
**Gráfica 10. Espectro de vibración a 1 675 rpm**



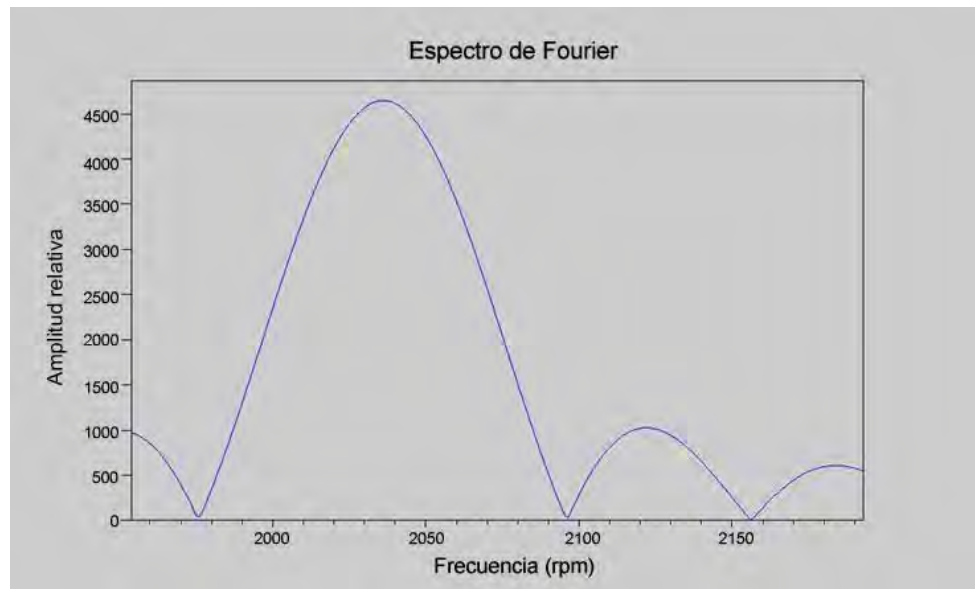
**Gráfica 11. Espectro de vibración a 1 790 rpm**



**Gráfica 12. Espectro de vibración a 1 920 rpm**

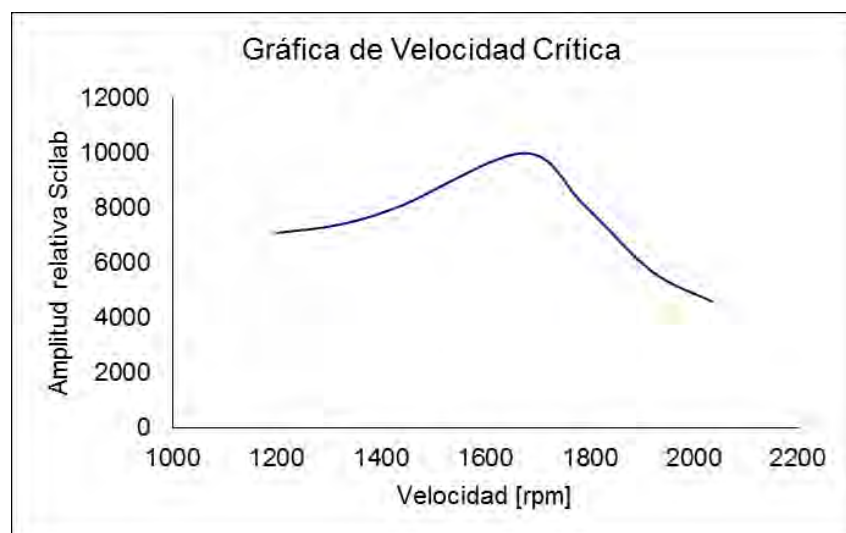


**Gráfica 13. Espectro de vibración a 2 035 rpm**



De los espectros adquiridos se extraen los datos para realizar el gráfico de velocidad contra amplitud relativa. En este se nota el comportamiento de vibración a medida que se incrementa la velocidad de rotación, el valor de velocidad crítica del eje, encontrado de manera experimental es de 1 675 rpm.

**Gráfica 14. Velocidad Crítica Banco de Pruebas**



## 6. CONCLUSIONES

Este trabajo presenta de manera sistemática, el proceso mediante el cual se concluyó la fabricación de un banco de pruebas, cuyo propósito es realizar prácticas de balanceo y velocidades críticas, partiendo desde la definición de especificaciones técnicas requeridas hasta el diseño de guías de laboratorio para ser utilizadas como técnicas didácticas para la transferencia de dichos temas.

Los resultados obtenidos en etapas previas que permitieron la construcción e implementación de pruebas en el banco fueron:

En cuanto al objetivo específico *“Definir especificaciones técnicas del banco”*, se llegó a la conclusión de que el cálculo de la velocidad crítica no debe ser asumido tomando como base el rango de valores de velocidad del motor disponible, ya que es posible que a velocidades elevadas, la fuerza ejercida por el disco sea muy alta y se presenten deformaciones del eje o situaciones peligrosas en la ejecución de las pruebas. En cuanto a pruebas de balanceo, es necesario establecer los parámetros ideales de balanceo (en este caso velocidad de 583 rpm con masa de prueba de 100 g), para garantizar que la prueba sea exitosa y evitar que la fuerza centrífuga pueda deformar plásticamente el eje.

Los componentes mecánicos requeridos, como el eje, disco, rodamientos, buje, acople y masa de balanceo, se diseñaron y/o seleccionaron de acuerdo con las necesidades de la máquina en los rangos establecidos como especificaciones técnicas. El resultado del diseño constituyó las dimensiones, geometrías y materiales específicos de los componentes del banco de acuerdo con el objetivo *“Diseñar y/o seleccionar los componentes mecánicos requeridos”*, para posteriormente proceder con la fabricación de los bujes, el eje, la platina y el disco, que fue necesario adecuarlo.

Con respecto al objetivo *“Implementar la instrumentación requerida para el monitoreo y control del banco de pruebas”*, se estableció, una vez realizadas las pruebas, que el sensor que exhibía mejores resultados, era el sensor de desplazamiento ya que permitía visualizar con mayor claridad las diferencias de amplitud.

Al final se concluyó la necesidad de desarrollar prácticas que facilitaran tanto el uso del equipo como la ejecución de las pruebas para las cuales fue fabricado. Se realizaron ensayos y con base en ellos, se diseñaron y documentaron las prácticas.

## **7. RECOMENDACIONES**

El Banco de Pruebas es susceptible de ser mejorado; dentro de las sugerencias presentadas se encuentran:

- Se puede implementar un sistema para la adquisición de fase, con el fin de poder realizar balanceo con mayor precisión.
- Se puede automatizar la variación de frecuencia para la prueba de velocidad crítica, de manera que también se logre instantáneamente adquirir el dato de la amplitud 1x.
- Se pueden realizar adecuaciones al Banco de Pruebas para verificar otros tipos de falla como por ejemplo, desalineación, modificando soportes para inducir una desalineación en el conjunto o fallas en rodamientos, posiblemente mediante la adaptación de un cojinete con una falla ya conocida o induciendo una falla en el cojinete instalado.

## BIBLIOGRAFÍA

BUKOWITZ D. Principios y Técnicas de Balanceo de Rotores. 13 Marzo 2014  
Disponible en World Wide Web:  
<http://www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r95589.PDF>

ESHLEMAN, R. Machinery vibration analysis. Vibration Institute. 2002. Vol. 2.

GUERRA, Cesar y CARROLA, Miguel. Fundamentos de las vibraciones mecánicas. 07 abril 2014. Disponible en World Wide Web:  
<http://es.scribd.com/doc/35811460/Vibraaciones-cap01>

NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. Pearson educación, 1999. 1 ed. ISBN 9701702573

Rodamientos FAG. Catálogo WL 41 520/3 SE. 2000. p. 97.

ROYMECH. Critical (Whirling) Speed Of Shafts. 20 enero 2014. Disponible en World Wide Web:  
[http://www.roymech.co.uk/Useful\\_Tables/Drive/Shaft\\_Critical\\_Speed.html](http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Drive/Shaft_Critical_Speed.html)

SÁENZ, Jorge. Balanceo automático en dos planos por medio de elementos libres para rotores rígidos. En: Trabajo de grado para Licenciatura en Ingeniería Mecánica. Universidad de las Américas Puebla. 2003. Cap. 2.

SIEMENS. Catálogos de motores eléctricos. 09 marzo 2014. P. 54. Disponible en World Wide Web:  
[http://www.swe.siemens.com/spain/web/es/industry/drive\\_tech/Documents/Cat%C3%A1logo%20abreviado%20Motores%20Baja%20tensi%C3%B3n.pdf](http://www.swe.siemens.com/spain/web/es/industry/drive_tech/Documents/Cat%C3%A1logo%20abreviado%20Motores%20Baja%20tensi%C3%B3n.pdf)

THOMSON W., DILLON M. Theory of vibration with applications. Prentice Hall. 5 ed. 1998.

VALLINA, Miguel Moro. Tecnología de Máquinas. Disponible en World Wide Web:  
<http://es.scribd.com/doc/49884795/12/Velocidades-criticas-en-ejes>

WHITE G. Introducción al análisis de vibraciones, Azima DLI, Woburn-MA, 2010.

## ANEXOS

### Anexo A. Práctica 1: prueba de balanceo

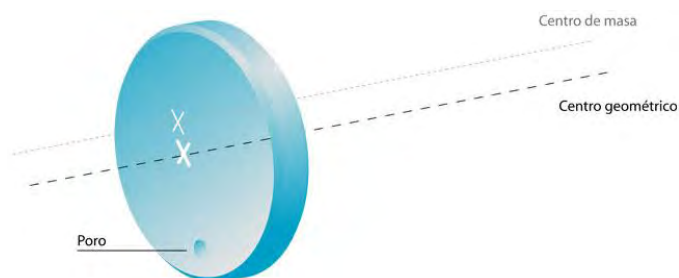
#### OBJETIVOS

- Demostrar experimentalmente el fenómeno de desbalanceo en un rotor.
- Calcular el vector de corrección para balanceo de un rotor utilizando el método gráfico de cuatro corridas sin fase.

#### MARCO TEÓRICO<sup>2</sup>

Se dice que una pieza se encuentra desbalanceada cuando su centro de masa (centro de gravedad) no coincide con su centro geométrico. Esta condición es causada por una distribución desigual del peso del rotor alrededor de su centro geométrico.

Supongamos una pieza que ha sido fundida, por lo tanto tiene uno o varios poros. En este caso, el centro geométrico de la pieza no coincide con el centro de masa, por lo cual, la pieza se encontrará inherentemente desbalanceada.



#### Causas de desbalance:

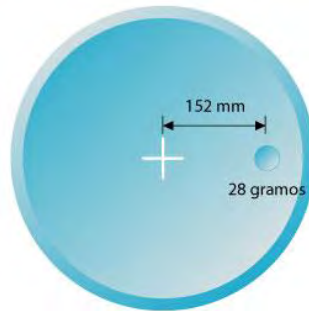
Un cierto grado de desbalance en cualquier tipo de máquina rotativa es inevitable. Los diseñadores de máquinas las especifican con tolerancias de diseño, maquinado y ensamblaje, tales tolerancias pueden producir algún tipo de desequilibrio o desbalance. Adicionalmente, se puede presentar desbalance

---

<sup>2</sup> Recuperado de internet el 22 de febrero de 2014 de [http://www.vibratec.net/pages/tecnico\\_desbalance.html](http://www.vibratec.net/pages/tecnico_desbalance.html)

debido a pequeñas variaciones dentro de la composición metalúrgica del rotor (inclusiones, poros, etc.). Aun cuando, la mayoría de los rotores son balanceados por el fabricante después del proceso de manufactura y antes de ser utilizados ya armados en sus respectivas máquinas. El paso del tiempo y ciertas condiciones en el proceso de montaje, inciden en que la máquina vibre y que sus componentes deban ser equilibrados nuevamente.

El punto pesado (heavy spot) identifica la posición angular del desbalance en una pieza. Para representarlo en un gráfico se necesita mostrar su magnitud, la distancia desde este punto al centro geométrico de la pieza y su dirección (usualmente expresada en grados angulares con respecto a un punto definido de referencia sobre el eje). Así por ejemplo en el disco mostrado anteriormente:



## **EQUIPO REQUERIDO**

- Banco de Pruebas de desbalance
- Masa de pruebas
- Computador con Software Scilab
- Variador de frecuencia
- Llave allen de 3/16 in
- Compás
- Transportador y regla
- Lápiz y papel

## **PROCEDIMIENTO**

### **CONSIDERACIONES PREVIAS**

El variador de frecuencia deberá ser configurado por el instructor del laboratorio para controlar el motor del Banco de pruebas.



En el computador asignado para esta práctica, abrir el programa para visualizar el espectro de vibración ubicado en la siguiente ruta:

*C:\Documents and settings\Solidos\Escritorio\DAQ-Vibra\Scilab y buscar el archivo Balanceo y Velocidad Crítica:*





**Figura 1.** Archivo Scilab Balanceo y Velocidad Crítica.

El computador deberá tener cargado el programa SCILAB, con el archivo “pruebas de velocidad crítica y balanceo”



***Antes de poner en marcha el Banco de Pruebas, colocar y asegurar la guarda de seguridad***

## **EJECUCIÓN DE LA PRUEBA DE BALANCEO**

1. Encender el variador de frecuencia presionando el botón  y con la tecla  incrementar la frecuencia hasta alcanzar el valor de 10 Hz equivalente a una velocidad de 573 rpm de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$Xrpm = \frac{60 \text{ Hz} \cdot 3\,440 \text{ rpm}}{10 \text{ Hz}}$$

De donde:

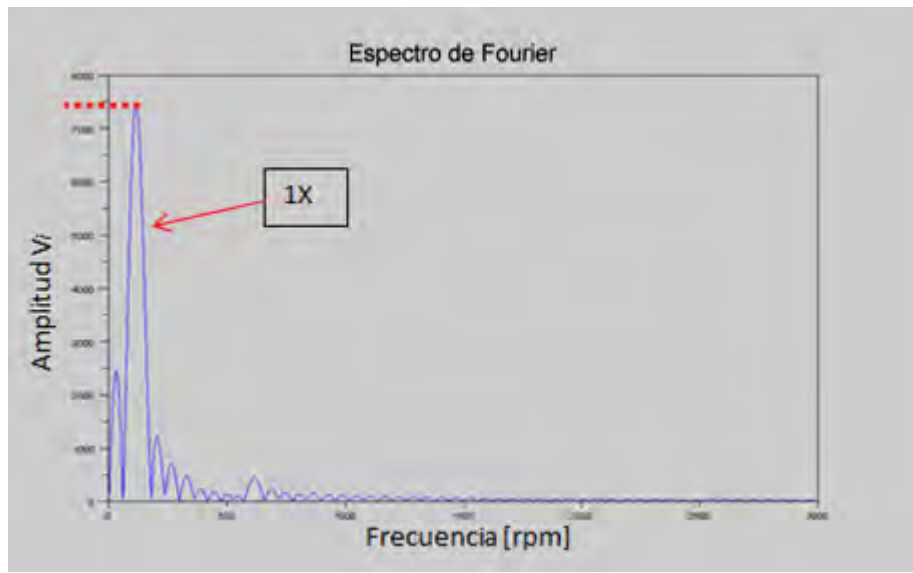
*Xrpm: Velocidad instantanea del motor*

*3 440 rpm: Velocidad máxima del motor*


*60 Hz: Frecuencia máxima del motor*

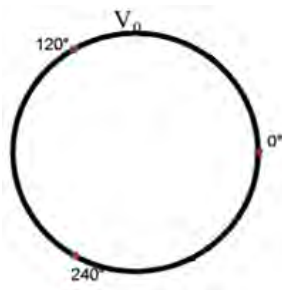
*10 Hz: Frecuencia a la cual se realiza la prueba*

2. Realizar la primera corrida del equipo y tomar el espectro de vibración en su estado inicial  $V_0$  (amplitud de vibración de la 1X de la velocidad de rotación).




**Figura 2.** Espectro de vibración.

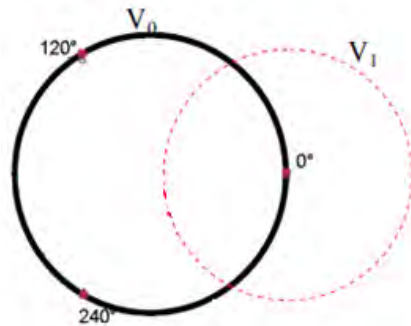
3. Detener el variador pulsando la tecla .
4. Con el valor obtenido en el paso 2 y utilizando el compás, graficar una circunferencia con radio  $V_0$ . Esta circunferencia se señalará sobre su perímetro en tres posiciones equidistantes de  $120^\circ$  con ayuda del transportador ( $0^\circ$ ,  $120^\circ$  y  $240^\circ$ ).




**Figura 3.** Circunferencia  $R = V_0$ .

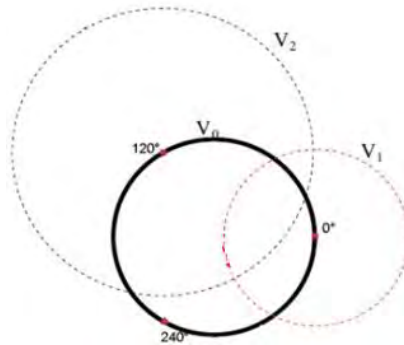
5. Identificar los tres puntos equidistantes marcados en el disco del Banco de Pruebas ( $0^\circ$ ,  $120^\circ$  y  $240^\circ$ ) en los cuales se pondrá la masa de prueba y con los que se harán las siguientes tres corridas.

6. Ubicar la masa de prueba  $M_p$  en la posición  $0^\circ$  fijándola al disco con los tornillos bristol utilizando la llave allen.
7. Realizar la segunda corrida repitiendo el paso 1 y obtener un valor de vibración  $V_1$ .
8. Detener el variador pulsando la tecla .
9. Graficar un círculo cuyo centro se ubique en la posición  $0^\circ$  señalada en la circunferencia dibujada en el punto 4, cuyo radio es  $V_1$ .



**Figura 4.** Circunferencia  $R = V_1$ , con centro en  $0^\circ$ .


10. Mover la masa de prueba a la posición  $120^\circ$ .
11. Realizar la tercera corrida repitiendo el paso 1 obteniendo un valor de vibración  $V_2$ .
12. Detener el variador pulsando la tecla .
13. Graficar un círculo cuyo centro se ubique en la posición  $120^\circ$  señalada en la circunferencia dibujada en el punto 4, cuyo radio es  $V_2$ .



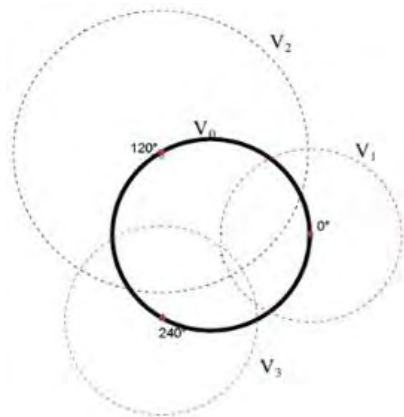
**Figura 5.** Circunferencia  $R = V_2$ , con centro en  $120^\circ$ .

**14.** Mover la masa de prueba en la posición  $240^\circ$ .

**15.** Realizar la cuarta corrida repitiendo el paso 1 obteniendo un valor de vibración  $V_3$ .

**16.** Detener el variador pulsando la tecla .

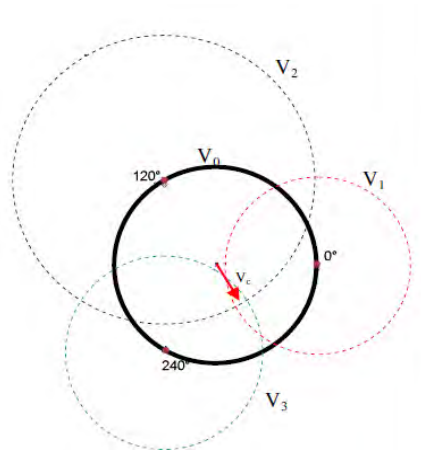
**17.** Graficar un círculo cuyo centro se ubique en la posición  $240^\circ$  cuyo radio es  $V_3$ .



**Figura 6.** Circunferencia  $R = V_3$ , con centro en  $240^\circ$ .

**18.** Retirar la masa de prueba del disco del Banco.

19. Trazar un vector  $V_C$  desde el centro de la circunferencia con radio  $V_0$  hasta la región de intersección de los tres círculos. Dicho vector representa la masa de corrección necesaria para balancear el sistema en el ángulo requerido.




**Figura 7.** Vector de corrección  $V_C$ .

20. Determinar el valor de la masa de corrección  $M_C$ , utilizando el valor de la masa de prueba  $M_P$ , el valor de la lectura inicial de vibración  $V_0$  y el valor del vector de corrección  $V_C$ , mediante la siguiente ecuación:

$$M_C = M_P \cdot \frac{V_0}{V_C}$$

### Nota

Para efectos prácticos en la corrida final se utilizará la masa de prueba utilizada durante la práctica, cuyo peso es suficiente para mostrar el efecto esperado.

21. Ubicar la masa de prueba en el ángulo en el cual se obtuvo el vector de corrección.
22. Realizar una corrida final repitiendo el paso 1 y obtener el valor de vibración  $V_F$ .
23. Detener el variador pulsando la tecla .

## ANÁLISIS

- Los espectros obtenidos  $V_F$  y  $V_0$  se deben comparar para concluir si el centro de masa se acercó al centro de rotación del equipo.
- Comparar cada una de las corridas para concluir lo sucedido en el centro de rotación y el centro de masa al modificar la posición del centro de masa.
- ¿Qué pasaría con la fuerza de desbalance si se duplicara la velocidad del ensayo?
- ¿Qué pasaría con la fuerza de desbalance si se variara la masa de prueba?

## Anexo B. Práctica 2: prueba de velocidad crítica

### OBJETIVO

Encontrar de manera experimental la velocidad crítica del rotor para compararla con su valor teórico.

### MARCO TEÓRICO

Supongamos un eje sobre el que hay montado un disco cuyo centro de gravedad  $G$  está desplazado una distancia  $e$  (llamada excentricidad) respecto del centro geométrico de la sección  $O'$ . Si el eje gira con  $\omega$  constante, se tiene que cumplir que la fuerza centrífuga sea igual a la fuerza de recuperación elástica del eje, que será proporcional al desplazamiento de la sección  $r$  y, por tanto,

$$m\omega^2(r + e) = k_r$$

A partir de esta ecuación, es posible calcular la distancia  $r$  que se separa el centro geométrico de la sección respecto del eje de giro:

$$r = \frac{m\omega^2 e}{k - m\omega^2}$$

Haciendo  $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ , la expresión de  $r$  queda de la forma:

$$r = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} e$$

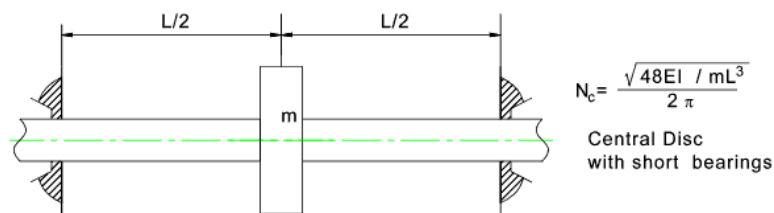
A  $\omega_n$  se le llama velocidad crítica, y corresponde a la frecuencia natural de vibración del sistema. Cuando la velocidad de rotación del eje coincidiese con la velocidad crítica, el centro del disco se desplazaría, teóricamente, hasta el infinito. Para velocidades de rotación pequeñas ( $\omega \rightarrow 0$ ),  $r$  es también pequeño, con lo que la sección gira alrededor de su centro geométrico, como si la fuerza centrífuga no actuara. Por último, para velocidades de giro muy elevadas, se tiene  $r \rightarrow -e$ , lo que significaría que el disco gira alrededor de su centro de gravedad. En la práctica, debe evitarse el funcionamiento del eje en regímenes de rotación próximos a las velocidades críticas. Las elevadas deformaciones pueden inducir

una deformación permanente en el eje o incluso su rotura. Aun sin llegar a esos límites, los elevados niveles de vibración que se inducen, y que se transmiten a la bancada a través de los apoyos, serían inadmisibles.

La velocidad crítica depende de la configuración geométrica del eje (vinculada a la disposición de los apoyos) y de la masa del rotor, pero no de la excentricidad. El eje debe diseñarse con una geometría que asegure que la velocidad crítica queda suficientemente distanciada de la velocidad de rotación prevista en el diseño.

Para calcular la velocidad crítica, se utiliza la ecuación para eje soportado entre apoyos cortos, con masa rotando en el centro de éstos.

**Figura 1.**



**Fuente:** [http://www.roymech.co.uk/Useful\\_Tables/Drive/Shaft\\_Critical\\_Speed.html](http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Drive/Shaft_Critical_Speed.html)

De donde:

$N_c$ : Velocidad crítica

$E$ : Modulo de elasticidad

$I$ : Momento de inercia

$d$ : Diámetro del eje

$m$ : Masa

$L$ : Longitud entre apoyos

## EQUIPO REQUERIDO

- Banco de Pruebas de velocidad crítica
- Computador con Software Scilab
- Variador de frecuencia



## Datos del sistema

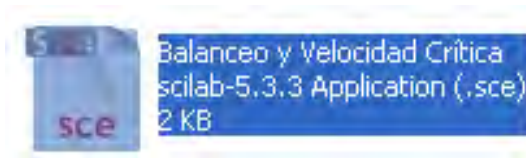
- Longitud libre entre apoyos de la barra: 435 mm
- Diámetro de la barra: 9,53 mm
- Módulo de elasticidad de la barra 210 MPa
- Masa del disco 2 100 g

## PROCEDIMIENTO

### CONSIDERACIONES PREVIAS

- El variador de frecuencia deberá ser configurado por el instructor del laboratorio para controlar el motor del Banco de pruebas.
- En el computador asignado para esta práctica, abrir el programa para visualizar el espectro de vibración ubicado en la siguiente ruta:

*C:\Documents and settings\Solidos\Escritorio\DAQ-Vibra\Scilab y buscar el archivo Balanceo y Velocidad Crítica:*





**Figura 2.** Archivo Scilab Balanceo y Velocidad Crítica.

- La prueba deberá ser realizada por mínimo dos personas
- Es imperativo que la ventana del espectro no sea cerrada sino minimizada para evitar pérdida de datos en la ejecución de la prueba.
- La captura de espectros deberá realizarse en intervalos de tiempo cortos (que no excedan 5 s)



***Antes de poner en marcha el Banco de Pruebas,  
colocar y asegurar la guarda de seguridad***

## EJECUCIÓN DE LA PRUEBA DE VELOCIDAD CRÍTICA

1. Encender el variador de frecuencia presionando el botón  y con la tecla  incrementar la frecuencia hasta alcanzar el valor de 18 Hz equivalente a una velocidad de 1031,4 rpm de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$rpm = \frac{60 \text{ Hz} \cdot 3440 \text{ rpm}}{x \text{ Hz}}$$

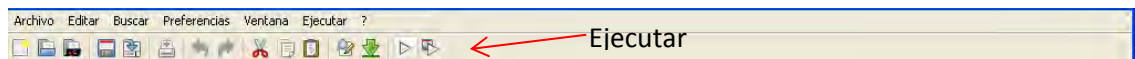
De donde:

3440 rpm: Velocidad máxima del motor

60 Hz: Frecuencia máxima del motor

X Hz: Valor de la frecuencia indicada en el variador

2. Desde el entorno del SCILAB en el computador, con el botón ejecutar, capturar un espectro de vibración a esta frecuencia.




**Figura 3.** Botón ejecutar

3. Obtener para cada una de las siguientes frecuencias, el espectro de vibración en el menor tiempo posible: 20 Hz, 22 Hz, 24 Hz y 25,5 Hz.



### Nota

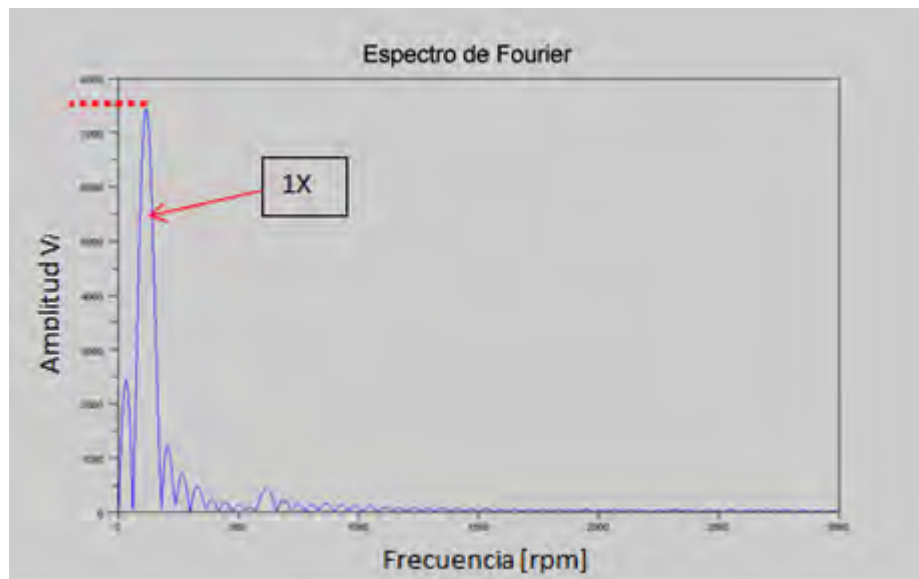
Se debe tener especial cuidado de no superar los 25,5 Hz en este paso, para no comprometer la integridad del Banco de Pruebas.

4. Oprimiendo de manera continua la tecla  y asegurándose de no soltarla, incrementar la frecuencia hasta alcanzar el valor de 30 Hz o superior, sin exceder 35 Hz.

### Nota

Se debe tener especial cuidado de no disminuir los 29,5 Hz en este paso para no comprometer la integridad del Banco de Pruebas.

5. Con la tecla  disminuir la frecuencia hasta alcanzar el valor de 29,5 Hz y adquirir el espectro de vibración.
6. Obtener para cada una de las siguientes frecuencias, el espectro de vibración en el menor tiempo posible: 31 Hz, 33 Hz y 35 Hz.
7. Detener el variador pulsando la tecla .
8. En los espectros obtenidos ubicar los valores correspondientes a la amplitud del pico equivalente a la 1X de la velocidad de giro al momento en que se tomó el espectro y graficarlos en un plano donde el eje x será el valor de la frecuencia en rpm y el eje y será el valor de la amplitud.



**Figura 4.** Espectro de vibración.

9. Empleando los datos del sistema y la ecuación que aparece en la figura 1, hallar la velocidad crítica del sistema.

## ANÁLISIS

- Comparar y concluir la velocidad crítica encontrada en el numeral 9 con el gráfico obtenido en el numeral 8
- ¿Cuál es el intervalo de velocidad adecuado para operar el Banco de Pruebas sin restricciones de tiempo?


## Anexo C. Propiedades mecánicas de los materiales.

Material	Esfuerzo de fluencia $\sigma_y$ MPa	Esfuerzo último $\sigma_u$ MPa
Aluminio	20	70
Aleación de aluminio	35-500	100-550
Latón	70-550	200-620
Bronce	82-690	200-830
Hierro fundido (tracción)	120-290	69-480
Hierro fundido (compresión)		340-1.400
Cobre	330	380
Aleaciones de magnesio	80-280	140-340
Níquel	140-620	310-760
Nylon		40-70
Hule	1-7	7-20
Acero		
Alta resistencia	340-1.000	550-1.200
Máquina	340-700	550-860
Resorte	400-1.600	700-1.900
Inoxidable	280-700	400-1.000
Herramientas	520	900
Acero estructural	200-700	340-830
Alambre de acero	280-1.000	550-1.400
Piedra (compresión)		
Granito		70-280
Piedra caliza		20-200
Mármol		50-180
Titanio (puro)	400	500
Aleaciones de titanio	760-900	900-970
Tungsteno		1.400-4.000
Madera	40-70	50-100
Hierro forjado	210	340


Fuente:

<http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema01.pdf> p11


## Anexo D. Características del acople

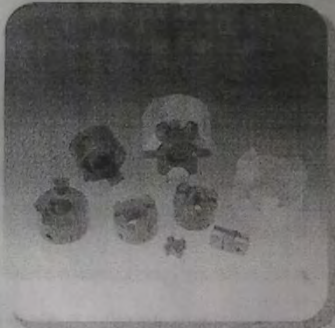

**NSPT**

**New Standard Power Transmission**



**NSPT BL-Couplings**

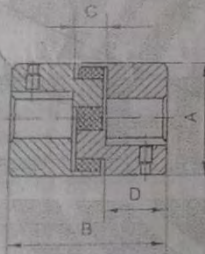




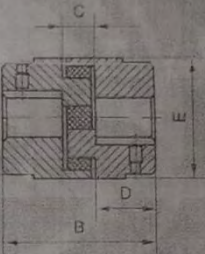
**Characteristics:**

- Good Temperature and Oil Resistance
- Free of Maintenance
- Simple Structure and Easy to Install
- Individually Replaced Rubbers When They Are Worn
- Choice of Standard and/or Finished Bore Products

BL035-BL150



BL190-BL225



The couplings are made of sintered alloy with smooth surfaces and precise dimensions.

The couplings are made of GG25 or C1045. The surface is machined and treated by the following ways:

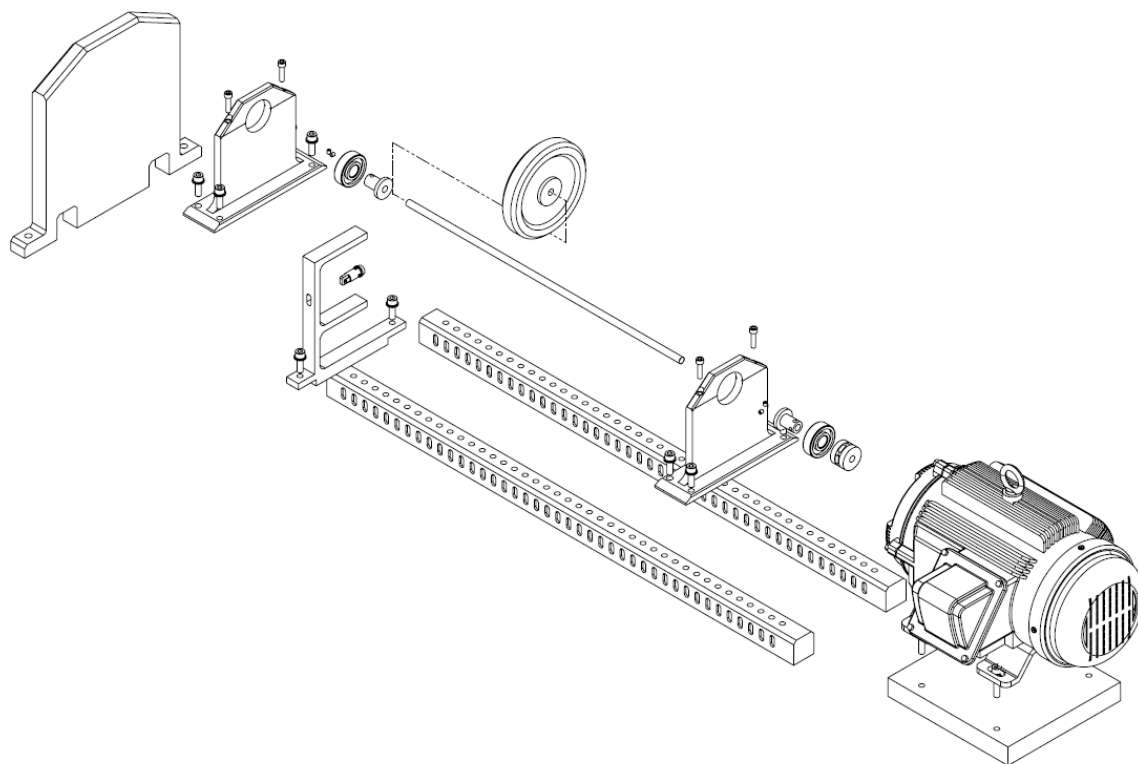
- C1045: Oxidizing or zinc plating.
- GG25: Phosphating or zinc plating.

Catalog	Dimension					Wt-Lbs		Torque In-Lbs	Maximum RPM	Bore	
	A	B	C	D	E	Min Bore	Max Bore			Min	Max
BL035	5/8	1 3/16	9/32	17/64	—	0.01	0.01	3.52	31000	1/8	3/8
BL050	1 5/64	1 23/32	15/32	5/8	—	0.25	0.24	25.8	18000	1/4	5/8
BL070	1 23/64	2	1/2	3/4	—	0.59	0.54	44.1	14000	1/2	3/4
BL075	1 3/4	2 1/8	1/2	13/16	—	1.00	0.86	88.2	11000	1/2	7/8
BL090	2 7/64	2 1/8	1/2	13/16	—	1.48	1.32	145	9000	1/4	1
BL095	2 7/64	2 1/2	1/2	1	—	1.75	1.52	189	9000	7/16	1 1/8
BL099	2 17/64	2 7/8	3/4	1 1/8	—	2.50	2.17	315	7000	7/16	1 3/8
BL100	2 17/64	3 1/2	3/4	1 3/8	—	3.42	2.92	415	7000	7/16	1 3/8
BL110	3 5/16	4 1/4	7/8	1 11/16	—	6.45	5.61	789	5000	5/8	1 5/8
BL150	3 3/4	4 1/2	1	1 3/4	—	8.95	7.73	1260	5000	5/8	1 7/8
BL190	4	5 1/4	1	2 1/8	4 1/2	8.83	7.04	1702	5000	3/4	2 1/8
BL225	4 1/4	6	1	2 1/2	5	12.28	9.60	2332	4000	3/4	2 3/8

\*Keyway dimensions conform to DIN 6885, JIS B 1310-1976, UNI 6604-1969, USAS B 17.1-1967, GB 1095-1979 standards.

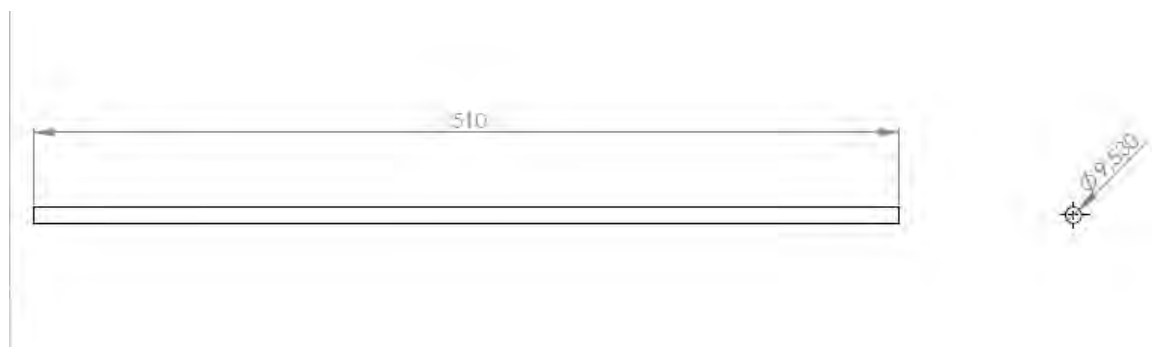
Fuente: Casa Sueca, distribuidor

## Anexo E. Dibujo en explosión del banco de pruebas



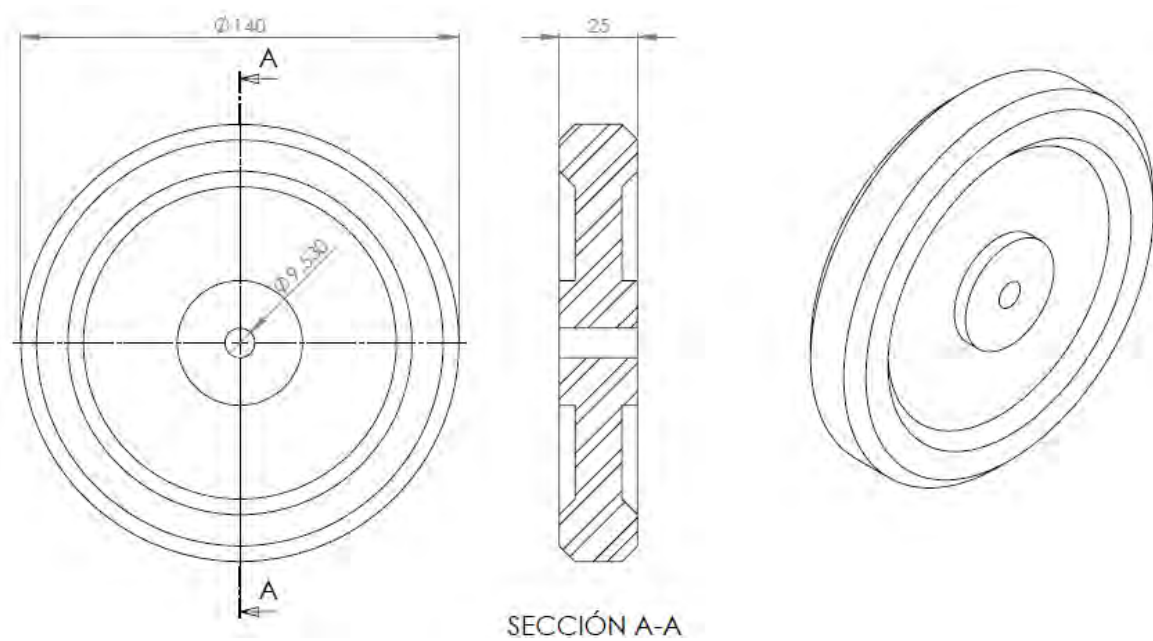
Fuente: Los autores utilizando SolidWorks

## Anexo F. Plano del eje



Fuente: Los autores utilizando SolidWorks

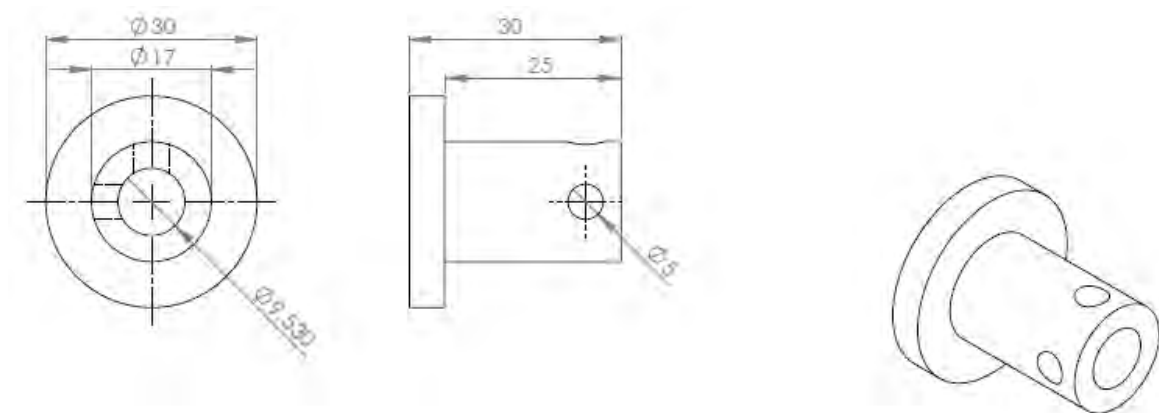
## Anexo G. Plano del disco



Fuente: Los autores utilizando SolidWorks



## Anexo H. Plano buje rodamientos



Fuente: Los autores utilizando SolidWorks

## Anexo I. Características del lubricante

Características	Método	ISO VG 32	ISO VG 46	ISO VG 68
Densidad a 15°C Kg/m <sup>3</sup>	ISO 3675	875	880	884
Viscosidad, cSt a 40°C	ISO 3104	32.0	45.9	67.5
a 100°C		5.4	6.8	8.7
Índice de viscosidad	ISO 2909	102	100	100
Punto de congelación, °C	ISO 3016	-27	-27	-21
Punto de inflamación Cleveland, °C	ISO 2592	227	232	242

Valores típicos de las fabricaciones normales que pueden variar ligeramente según las tolerancias de fabricación.

Fuente: Gulf. <http://www.gulf.es/es/content/NT0000F61E.pdf>